

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

FLUXO DE ENERGIA SONORA DO CONJUNTO INTERNO
MOTO-COMPRESSOR PARA CARÇA DE COMPRESSORES
HERMÉTICOS ATRAVÉS DA CAVIDADE

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA PARA A
OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

FABIANO NUNES DIESEL

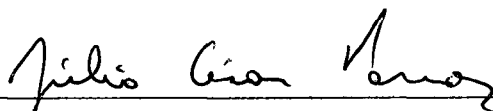
FLORIANÓPOLIS, MAIO DE 2000

**FLUXO DE ENERGIA SONORA DO CONJUNTO INTERNO MOTO-COMPRESSOR
PARA CARÇA DE COMPRESSORES HERMÉTICOS ATRAVÉS DA CAVIDADE**

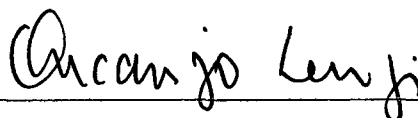
FABIANO NUNES DIESEL

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
MESTRE EM ENGENHARIA**

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA, ÁREA DE CONCENTRAÇÃO VIBRAÇÕES E
ACÚSTICA, E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO**

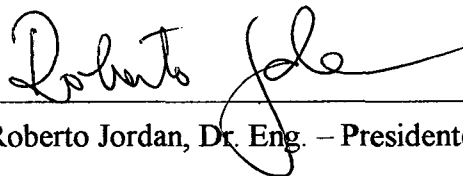


Prof. Júlio César Passos, Dr. – Coordenador

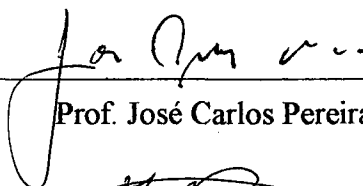


Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D. – Orientador

BANCA EXAMINADORA:



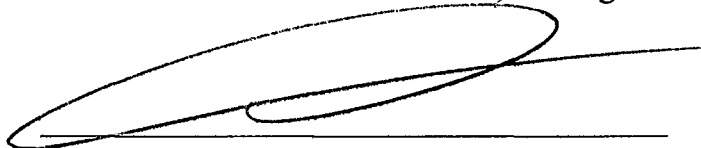
Prof. Roberto Jordan, Dr. Eng. – Presidente



Prof. José Carlos Pereira, Dr.



Prof. Walter Jesus Paucar Casas, Dr. Eng.



Eng. Edmar Baars, M.Sc.

Agradecimentos

- Aos meus pais, por todo o apoio que me foi dado, sem o qual seria impossível a realização do meu mestrado;
- Ao professor Arcanjo Lenzi, pela orientação e ensinamentos;
- Aos engenheiros Eduardo Alvarenga e Micael Gianini, pela ajuda prestada para o bom andamento deste trabalho;
- Aos bolsistas do LVA, pelo auxílio na parte experimental;
- Aos amigos do LVA, pela ajuda, troca de conhecimentos e momentos de descontração;
- À equipe técnica do Núcleo de Processamento de Dados (NPD) da UFSC, pelo auxílio na parte computacional;
- À Macneal-Schwendler (MSC), pela ajuda no uso do MSC/Nastran;
- Ao Professor José Carlos Pereira, por ter aceitado fazer parte da banca horas antes da defesa;
- Aos amigos que de alguma forma contribuíram nos momentos vividos durante o mestrado.

Índice

LISTAGEM DE FIGURAS.....	vi
SIMBOLOGIA	xii
RESUMO.....	xv
ABSTRACT.....	xvi
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. MODELOS NUMÉRICOS	8
2.1. MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS EM ANÁLISES DINÂMICA	8
2.1.1. Análise de autovalores reais	9
2.1.2. Análise de autovalores complexos	12
2.1.3. Análise de resposta em frequência	14
2.2. MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS EM ANÁLISES ACÚSTICAS.....	15
2.3. MODELO NUMÉRICO DA CARÇA.....	19
2.4. MODELO NUMÉRICO DA CAVIDADE.....	25
2.5. MODELO NUMÉRICO DO BLOCO MOTO-COMPRESSOR (KIT)	35
2.6. MODELO NUMÉRICO DA LÂMINA DE ÓLEO	37
3. ANÁLISE DO CAMPO SONORO NA CAVIDADE	42
3.1. IRRADIAÇÃO DA SUPERFÍCIE DO KIT.....	42
3.2. PULSAÇÃO DO GÁS NO BOCAL DO MUFFLER DE SUÇÃO.....	50
3.3. INFLUÊNCIA DA ESPESSURA DA CARÇA.....	57
3.4. INFLUÊNCIA DOS AMORTECIMENTOS DO GÁS E DA CARÇA.....	63
3.5. INFLUÊNCIA DE DIFERENTES GASES FORMANDO A CAVIDADE.....	69
3.6. INFLUÊNCIA DO POSICIONAMENTO DO BOCAL DO MUFFLER DE SUÇÃO.....	78

4.	ANÁLISE PELO MÉTODO DE ANÁLISE ESTATÍSTICA ENERGÉTICA	87
4.1.	CONCEITOS BÁSICOS EM ANÁLISE ESTATÍSTICA ENERGÉTICA	87
4.2.	PARÂMETROS DE ANÁLISE ESTATÍSTICA ENERGÉTICA	88
4.2.1.	Energia Vibratória	88
4.2.2.	Fator de perda por amortecimento	89
4.2.3.	Fator de perda por acoplamento	90
4.2.4.	Densidade modal	90
4.2.5.	Eficiência de irradiação	92
4.3.	FLUXO DE ENERGIA VIBRATÓRIA NO COMPRESSOR	92
4.4.	DETERMINAÇÃO DOS FATORES DE ACOPLAMENTO	95
4.5.	ANÁLISES REALIZADAS	99
4.6.	FATORES DE ACOPLAMENTO PARA OUTROS GASES	104
5.	CONCLUSÕES	109
6.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	112

Listagem de Figuras

Figura 1 – Esquema de um compressor hermético, modelo EGS 80H.	2
Figura 2 – Convenção de esforços e tensões no elemento CQUAD4.	20
Figura 3 – Malha da carcaça.	21
Figura 4 – Primeiro e segundo modos de vibração da carcaça.	22
Figura 5 – Terceiro e quarto modos de vibração da carcaça.	22
Figura 6 – Esquema representativo do experimento para a determinação das curvas de reposta em frequência da carcaça.	23
Figura 7 – Curvas comparativas entre dados experimentais e numéricos da carcaça.	24
Figura 8 – Coerência da curva experimental mostrada na Figura 7.	24
Figura 9 – Malha da cavidade em corte.	26
Figura 10 – Aparato utilizado para a determinação da velocidade do som no gás.	27
Figura 11 – Primeiro e segundo modos acústico da cavidade.	28
Figura 12 – Terceiro e quarto modos acústico da cavidade.	28
Figura 13 – Esquema do experimento utilizado para a determinação do amortecimento modal da cavidade.	30
Figura 14 – Decaimento da energia sonora na cavidade.	30
Figura 15 – Esquema do experimento utilizado para a validação do modelo da cavidade com gás.	32
Figura 16 – Pressão sonora medida no experimento para validação da cavidade com gás.	32
Figura 17 – Coerência da curva experimental mostrada na Figura 16.	33
Figura 18 – Esquema do experimento utilizado para a validação do modelo da cavidade com ar.	34
Figura 19 – Comparativo entre resultados experimentais e numéricos da cavidade com ar.	34
Figura 20 – Coerência da curva experimental utilizada na Figura 19.	35
Figura 21 – Modelo numérico do bloco moto-compressor.	36
Figura 22 – Comparativo entre curvas de resposta em frequência experimentais da carcaça com e sem a lâmina de óleo.	38

Figura 23 – Curvas comparativas entre dados experimentais e numéricos da carcaça com óleo.	39
Figura 24 – Coerência da curva experimental da Figura 23.	39
Figura 25 – Primeiro e segundo modos de vibração da carcaça com óleo.	40
Figura 26 – Terceiro e quarto modos de vibração da carcaça com óleo.	40
Figura 27 – Modelos acoplados de carcaça, kit e óleo.	41
Figura 28 – Esquema do experimento utilizado na determinação das acelerações da superfície do conjunto moto-compressor.	43
Figura 29 – Comparação entre a pressão sonora na cavidade quando a fonte de excitação é a irradiação da superfície do kit e do estator.	45
Figura 30 – Comparação entre a pressão sonora na cavidade quando a fonte de excitação é a irradiação da superfície do kit e do bloco.	45
Figura 31 – Comparação entre a pressão sonora na cavidade quando a fonte de excitação é a irradiação da superfície do kit e da tampa do cilindro.	46
Figura 32 – Comparação entre as pressões sonora na cavidade quando a fonte de excitação é a irradiação da superfície do kit e do muffler.	46
Figura 33 – Comparação entre as velocidades da carcaça quando a fonte de excitação é a irradiação da superfície do kit e do estator.	47
Figura 34 – Comparação entre as velocidades da carcaça quando a fonte de excitação é a irradiação da superfície do kit e do bloco.	47
Figura 35 – Comparação entre as velocidade da carcaça quando a fonte de excitação é a irradiação da superfície do kit e da tampa do cilindro.	48
Figura 36 – Comparação entre as velocidades da carcaça quando a fonte de excitação é a irradiação da superfície do kit e do muffler.	48
Figura 37 – Níveis de pressão sonora na cavidade em banda de 1/3 de oitava de acordo com a irradiação da superfície do kit e de seus componentes.	49
Figura 38 – Nível de vibração da carcaça, velocidade em banda de 1/3 de oitava, tendo a irradiação da superfície do kit e de seus componentes como fonte de excitação.	49
Figura 39 – Comparação entre as malhas da cavidade utilizadas nas análises para irradiação do kit e pulsação do gás.	51
Figura 40 – Esquema do experimento realizado para a determinação da potência sonora do bocal do muffler de sucção.	51

Figura 41 – Condições de contorno consideradas na medição da potência sonora irradiada pelo muffler de sucção.	53
Figura 42 – Malha da cavidade utilizada para a determinação da impedância acústica no bocal do muffler de sucção.....	54
Figura 43 – Comparação das respostas da cavidade quando excitada pela irradiação da superfície do kit e pela pulsação do gás.	55
Figura 44 – Comparação das respostas da carcaça quando a fonte de excitação da cavidade é irradiação da superfície do kit e a pulsação do gás.	55
Figura 45 – Nível de pressão sonora na cavidade tendo como fontes de excitação a pulsação do gás e a irradiação da superfície do kit, em banda de 1/3 de oitava.	56
Figura 46 – Nível de vibração da carcaça tendo como fontes de excitação a pulsação do gás e a irradiação da superfície do kit, em banda de 1/3 de oitava.	56
Figura 47 – Curvas de respostas em frequência (aceleração) médias da carcaça com óleo, de acordo com as suas espessuras.	58
Figura 48 – Curvas de velocidade média, carcaça normal e com a tampa com espessura de 4mm.	59
Figura 49 – Curvas de velocidade média, carcaça normal e com o corpo com espessura de 4mm.	59
Figura 50 – Curvas de velocidade média, carcaça com 3 e 4mm de espessura.....	60
Figura 51 – Nível de vibração, velocidade, da carcaça com 3mm e tampa, corpo e toda com 4mm, em banda de 1/3 de oitava.....	60
Figura 52 – Diferença entre os níveis de vibração da carcaça com 3mm e com a tampa, corpo e toda com 4mm, em banda de 1/3 de oitava.	61
Figura 53 – Curvas de pressão sonora na cavidade para carcaça normal, e com espessura da tampa de 4mm, corpo de 4mm e toda com 4mm.	61
Figura 54 – Diferenças entre os níveis de pressão sonora de acordo com a espessura da carcaça, em banda de 1/3 de oitava.	62
Figura 55 – Comportamento da velocidade média da carcaça de acordo com sua espessura, utilizando uma potência unitária como fonte de excitação.	63
Figura 56 – Comparação entre a pressão sonora na cavidade, com amortecimento do gás normal e com seu valor dobrado.	64
Figura 57 – Comparação entre a velocidade da carcaça, com amortecimento do gás normal e com seu valor dobrado.	65

Figura 58 – Comparação entre a velocidade da carcaça com o amortecimento estrutural normal e com seu valor dobrado.	65
Figura 59 – Nível de pressão sonora na cavidade de acordo com os amortecimentos da carcaça e do gás, em faixas de 1/3 de oitava.	66
Figura 60 – Diferença entre os níveis de pressão sonora na cavidade de acordo com os amortecimentos da carcaça e do gás, em faixas de 1/3 de oitava.	66
Figura 61 – Nível de vibração da carcaça em forma de velocidade, de acordo com os amortecimentos da carcaça e do gás, em faixas de 1/3 de oitava.	67
Figura 62 – Diferença entre os níveis de vibração da carcaça com amortecimento normal e amortecimento da carcaça e do gás com seus valores dobrados, em faixas de 1/3 de oitava.	67
Figura 63 – Comparação entre a pressão sonora na cavidade com amortecimentos normais e do fluido dobrada, tendo uma fonte de excitação com potência unitária.	68
Figura 64 – Comparação entre a velocidade da carcaça, com amortecimentos normais, do fluido dobrado e da carcaça dobrada, tendo uma fonte de excitação com potência unitária.	68
Figura 65 – Pressão sonora na cavidade com gás r134a e r12.	70
Figura 66 – Velocidade média da carcaça, cavidade com gás r134a e r12.	70
Figura 67 – Pressão sonora na cavidade com gás r134a e r600a.	71
Figura 68 – Velocidade média da carcaça, com cavidade com gás r134a e r600a.	71
Figura 69 – Pressão sonora na cavidade com gás r134a e ar.	72
Figura 70 – Velocidade média da carcaça, com cavidade com gás r134a e ar.	72
Figura 71 – Nível de pressão sonora na cavidade em função do tipo de gás usado, em banda de 1/3 de oitava.	73
Figura 72 – Nível de vibração da carcaça de acordo com o gás da cavidade, em banda de 1/3 de oitava.	73
Figura 73 – Comparação entre a pressão sonora na cavidade com gás normal e com o valor da densidade dobrada.	75
Figura 74 – Comparação entre as velocidades da carcaça quando o gás tem a densidade normal e o seu valor dobrado.	75
Figura 75 – Curvas de pressão sonora na cavidade com gás com velocidade do som normal e com seu valor dobrado.	76

Figura 76 – Pressão sonora na cavidade, com gás r134a, r12, r600a e ar, com um pistão como fonte de excitação.	76
Figura 77 – Nível de pressão sonora na cavidade de acordo com o tipo de gás utilizado, com um pistão como fonte de excitação, em banda de 1/3 de oitava.	77
Figura 78 – Velocidade média da carcaça, com cavidade formada pelo gás r134a, r12, r600a e ar, com um pistão como fonte de excitação.	77
Figura 79 – Nível de vibração da carcaça de acordo com o tipo de gás, com um pistão como fonte de excitação, em banda de 1/3 de oitava.	78
Figura 80 – Posições analisadas para o bocal do muffler.	79
Figura 81 – Comparação entre as pressões sonoras na cavidade quando excitada por uma fonte superficial e pontual.	80
Figura 82 – Comparação entre as pressões sonoras na cavidade quando o bocal é localizado nos pontos 1 e 2.	80
Figura 83 – Comparação entre as pressões sonoras na cavidade quando o bocal do muffler é localizado nos pontos 1 e 3.	81
Figura 84 – Comparação entre as pressões sonoras na cavidade quando o bocal do muffler é localizado nos pontos 1 e 4.	81
Figura 85 – Nível de pressão sonora na cavidade de acordo com o posicionamento do bocal do muffler, em banda de 1/3 de oitava.	82
Figura 86 – Diferença dos níveis de pressão sonora na cavidade de acordo com a posição do bocal do muffler, em banda de 1/3 de oitava.	82
Figura 87 – Comparação entre as velocidades médias induzidas na carcaça quando o bocal do muffler é localizado nos pontos 1 e 2.	83
Figura 88 – Comparação entre as velocidades médias induzidas na carcaça quando o bocal do muffler é localizado nos pontos 1 e 3.	83
Figura 89 – Comparação entre as velocidades médias induzidas na carcaça quando o bocal do muffler é localizado nos pontos 1 e 4.	84
Figura 90 – Nível de vibração da carcaça de acordo com a posição do bocal do muffler, em banda de 1/3 de oitava.	84
Figura 91 – Diferença entre os níveis de vibração da carcaça de acordo com o posicionamento do bocal do muffler, em banda de 1/3 de oitava.	85
Figura 92 – Comparação entre as pressões sonoras na cavidade quando o bocal é localizado nos pontos 1 a 4, e potência unitária.	85

Figura 93 – Comparação entre as velocidades médias induzidas na carcaça quando o bocal do muffler é localizado nos pontos 1 a 4, e potência unitária.	86
Figura 94 – Balanço de energia para o sistema formado por carcaça e cavidade.	93
Figura 95 – Comparação das pressões sonoras da cavidade obtidas por SEA e FEM.	101
Figura 96 – Comparação das velocidades da carcaça obtidas por SEA e FEM.	101
Figura 97 – Comparação das pressões sonoras na cavidade obtida por SEA e nos diversos posicionamentos do bocal do muffler no modelo de Elementos Finitos.	102
Figura 98 – Comparação das velocidades da carcaça obtida por SEA e nos diversos posicionamentos do bocal do muffler no modelo de Elementos Finitos.	103
Figura 99 – Comparação das curvas de pressão sonora do modelo carcaça/cavidade e somente cavidade.	104
Figura 100 – Comparação das pressões sonoras na cavidade obtidas por SEA e FEM, para o r12.	106
Figura 101 – Comparação das velocidades da carcaça obtidas por SEA e FEM, para o r12.	106
Figura 102 – Comparação das pressões sonoras da cavidade obtidas através de SEA e FEM, para o gás r600a.	107
Figura 103 – Comparação das velocidades da carcaça obtidas através de SEA e FEM, para o gás r600a.	108

Simbologia

Letras usuais:

$[A]$	matriz
A, B	constante;
A_{tubo}	área da seção [m ²];
B	módulo de compressibilidade [kg/ms ²];
$[C]$	matriz amortecimento;
c	velocidade do som [m/s];
d	diâmetro [m];
E	módulo de elasticidade [Pa], energia vibratória [J];
E_d	energia dissipada [J];
E_i	energia vibratória do sistema i [J];
f	frequência [Hz];
f_c	frequência central da banda [Hz];
$\{F\}$	vetor força [N];
\bar{F}	vetor força por unidade de massa [N/kg];
$[I]$	matriz identidade;
j	unidade imaginária, $\sqrt{-1}$;
k	número de onda;
$[K]$	matriz rigidez [N/m];
L, l	comprimento [m];
$[M]$	matriz massa [kg];
M	massa do sistema [kg];
N	número de modos;
n	densidade modal [modos/Hz];
\bar{n}	vetor normal [m];
N_i, N_j	funções de interpolação;

p	autovalor amortecido;
P	pressão acústica [Pa];
$\{P\}$	pressão acústica em formato matricial [Pa];
Q	velocidade de volume [m ³ /s];
S	área de uma superfície [m ²];
t	tempo [s];
u	deslocamento [m];
v	velocidade normal [m/s];
\vec{v}	vetor velocidade [m/s];
\vec{v}^*	vetor velocidade complexa conjugada [m/s];
$\{v\}$	vetor velocidade [m/s];
V_{ol}	volume [m ³];
W_d	potência dissipada [W];
W_{ij}	potência transmitida do sistema i para j [W];
W_{in}	potência incidente [W];
W_{rad}	potência radiada [W];
x, y, z	coordenadas cartesianas [m];
Y	mobilidade [m/Ns];
Z	impedância acústica [Pa s/m ³]

Letras gregas:

α	razão de decaimento;
δ	decremento logarítmico;
$\{\phi\}$	autovetor;
η	fator de perda por amortecimento;
η_i	fator de perda por amortecimento do sistema i ;
η_{ij}	fator de perda por acoplamento do sistema i para j ;
λ	autovalor não amortecido, comprimento de onda [m];
ν	módulo de Poisson;
ρ	densidade de massa volumétrica [kg/m ³];
σ_{rad}	eficiência de irradiação;

- ω frequência circular [rad/s];
- $\{\xi\}$ participação modal;

Outros símbolos:

- $Re\{\}$ indica parte real de $\{\}$;
- $\langle \rangle$ indica média espacial;
- $-$ indica média temporal;

Valores de referência para cálculo de nível de resposta, dB:

- Pressão sonora, $P_o = 20 \mu\text{Pa} = 2 \times 10^{-5} \text{ Pa}$;
- Velocidade, $v_o = 1 \text{ nm/s} = 1 \times 10^{-9} \text{ m/s}$;
- Aceleração, $a_o = 1 \mu\text{m/s}^2 = 1 \times 10^{-6} \text{ m/s}^2$

Resumo

Compressores herméticos usados em sistemas domésticos de refrigeração constituem-se nas principais fontes do ruído irradiado por estes. Internamente, a energia vibratória é gerada por diversos mecanismos, e chega à carcaça do compressor por vias estruturais (suspensão e tubo de descarga) ou via fluido (cavidade de gás refrigerante e óleo de lubrificação), de onde se dissipa em forma de calor e irradiação sonora.

Um modelo numérico por elementos finitos da cavidade acoplada à carcaça foi desenvolvido, sendo validado experimentalmente através da verificação de funções resposta em frequência medidas em vários pontos. Dados necessários ao modelo, como velocidade do som e amortecimento do gás foram, também, obtidos experimentalmente, assim como a irradiação do conjunto interno moto-compressor e a pulsação do gás na entrada da sucção, utilizadas como excitações. O modelo permite quantificar as excitações proporcionadas pelas várias partes do conjunto interno, acoplamento estrutural da carcaça e comportamento dinâmico de acordo com o tipo de gás utilizado.

Tendo em vista o grande número de ressonâncias observadas na massa de gás, foi, também, desenvolvido um modelo de Análise Estatística Energética relacionado ao fluxo de energia. Boa concordância foi obtida entre os resultados numéricos e experimentais.

Abstract

Hermetic compressors used in domestic refrigeration systems are the main sources of their radiated noise. Internally, the vibratory energy is generated by various mechanisms, and arrives to the shell of the compressor by structural path (suspension and discharge tube) or by fluid path (refrigerant gas cavity and lubricating oil), where it dissipates in form of heat and radiation sound.

A numerical finite elements model of the cavity coupled to the shell was developed, being validated experimentally through verification of frequency response functions measured at some points. Necessary data to the model, as speed of sound and gas damping, were also determined experimentally, as well as the radiation of the internal set and the pulsation of the gas at the used suction point, used as excitations. The model allowed the quantification of the excitations caused by some parts of the internal set, structural coupling of the shell and the dynamic behavior of the compressor in accordance to the type of the used gas.

In view of the great number of resonances observed in the gas mass, it was, also, developed a model of Statistical Energy Analysis related to the power flow. Good agreement was obtained between numerical and experimental results.

1. Introdução

Com o aumento da concentração populacional em grandes centros urbanos, os espaços das moradias têm-se reduzido de tal forma que qualquer fonte de ruído interfere significativamente no campo sonoro de todo o lar, causando desconforto e estresse às pessoas. Sendo assim, o mercado consumidor torna-se cada vez mais crítico, escolhendo produtos que venham a produzir o menor nível de ruído.

É o caso dos sistemas domésticos de refrigeração, como de refrigeradores e freezers, que são mantidos em funcionamento ao longo de todo o dia e que produzem distúrbios sonoros que são mais perceptíveis à noite, quando o nível de ruído externo é menor.

Nos sistemas de refrigeração domésticos, a principal fonte de ruído é o compressor hermético devido à irradiação direta da carcaça e às vibrações transmitidas pela base e tubos de conexão. A Figura 1 mostra um esquema geral de um compressor hermético modelo EGS 80H, sendo indicados seus principais componentes.

Hamilton [01] e Roys & Soedel [02] apresentam trabalhos que discutem as diversas fontes de ruído e vibração de um compressor hermético. Estas fontes podem ser divididas em fontes do motor elétrico, do processo de compressão e escoamento do fluido refrigerante.

Dentre as fontes do motor elétrico, identificam-se três tipos de ruído: aerodinâmico, mecânico e eletromagnético. Nos dois primeiros casos, com um bom projeto construtivo e de lubrificação, tais ruídos podem ser negligenciados.

O ruído eletromagnético é causado por forças magnéticas, que são geradas nos espaços existentes entre o rotor e o estator, sendo estas forças proporcionais ao quadrado da densidade de fluxo do campo eletromagnético. Devido a estas forças, e também ao campo magnético, ocorrem fenômenos conhecidos como magnetostrição, histerese e atração dos pólos.

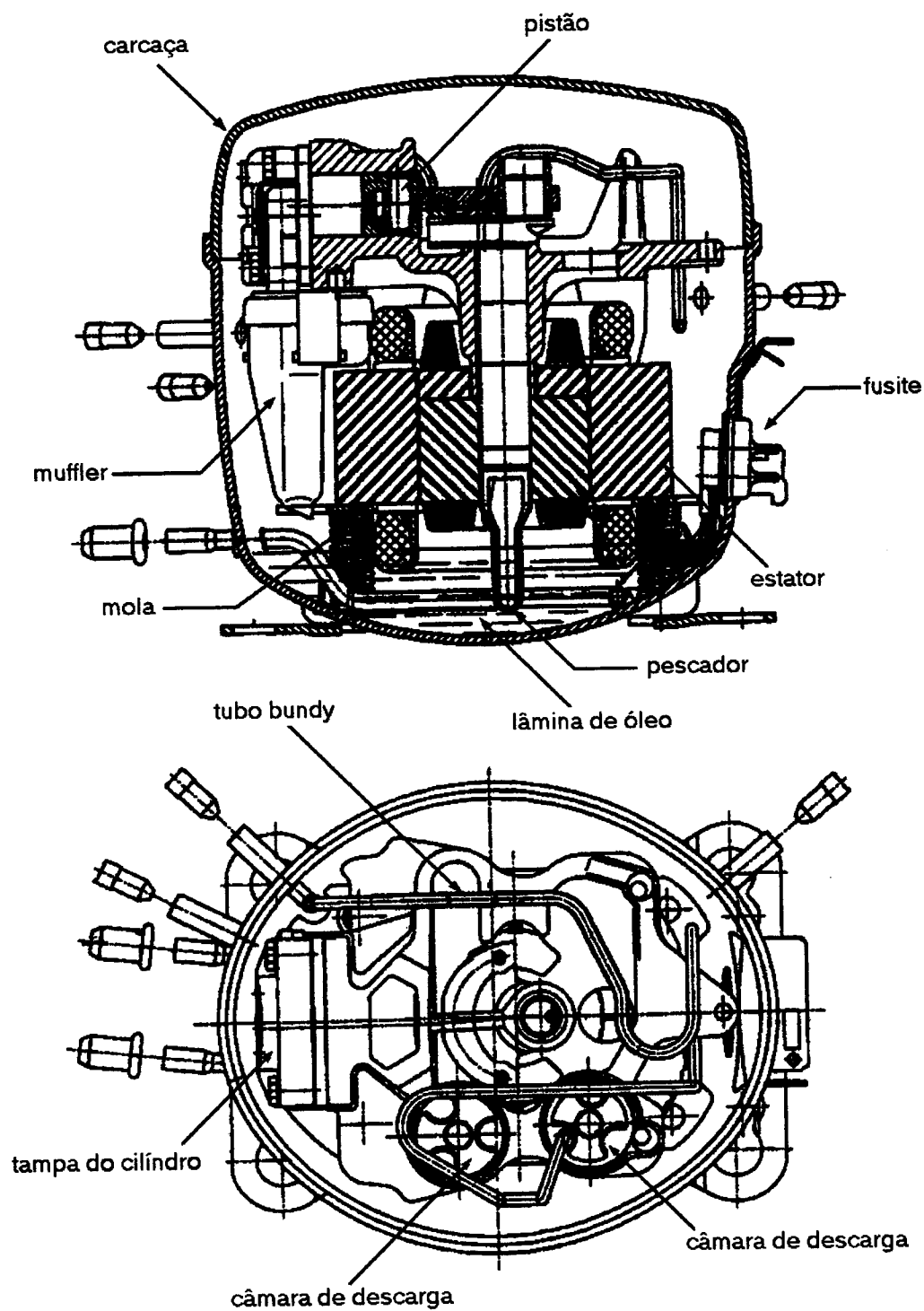


Figura 1 – Esquema de um compressor hermético, modelo EGS 80H.

Magnetostricção é uma alteração dimensional do material sujeito à magnetização. Este tipo de vibração ocorre para uma frequência igual ao dobro da frequência da tensão de alimentação (120Hz, para uma frequência de linha de 60Hz). Histerese é a propriedade de magnetização não linear de um material ferromagnético sujeito a um campo magnético. Sendo assim, há perda de energia do motor elétrico na forma de vibração que atinge uma grande faixa de frequência. Atração dos pólos é a deformação da estrutura do motor devido à alternância de atração das regiões de polaridades opostas. Os deslocamentos induzidos por este efeito são muito maiores que aqueles provocados por magnetostricção.

O ruído eletromagnético foi estudado por Mochizuki, Ishijima & Asami [03], os quais observaram a existência de uma grande correlação entre este, na faixa de 500Hz, e a inclinação e excentricidade do eixo de manivela em relação ao eixo geométrico do estator. Portanto, um projeto com pequena tolerância dimensional e um processo de montagem adequado podem minimizar este tipo de ruído.

Já entre as fontes do processo de compressão podem-se citar as válvulas de sucção e descarga que vibram durante a passagem do gás e, ao final de seu processo, fecham-se bruscamente, ocasionando um impacto em seus assentos e produzindo, conseqüentemente, vibração e ruído em toda a estrutura do compressor. Dhar & Soedel [04] estudaram a influência de um batente na válvula de sucção e também do uso de um *muffler* na sucção, através de modelos matemáticos. Observaram que a máxima pressão sonora ocorre na primeira frequência de ressonância da válvula. Ao adicionar o batente na sucção esses picos de pressão são reduzidos devido à impedância introduzida. Pandeya & Soedel [05] fizeram análises da influência do batente nas tensões provocadas pelo impacto da válvula. A resposta ao impacto pode ser minimizada pela redução da energia dinâmica contida na válvula, quer seja pela diminuição da velocidade, quer seja pela redução da massa ou, ainda, pela adição de uma impedância ao assento de forma a absorver a energia transmitida para o compressor.

Outras fontes do processo de compressão devem-se às grandes variações de pressões no interior do cilindro, pois provocam grandes deformações na tampa de válvulas, principalmente por ser um elemento parafusado. Pelo mesmo motivo, conjuntamente com as inércias das partes móveis (pistão e biela), ocorrem vibrações no bloco moto-compressor geradas pelos impactos nas folgas existentes. Há, ainda, irradiação do *muffler* de sucção no qual a pulsação do gás (intermitência do fluxo) é causada pela abertura da válvula de sucção. Por fim, também, pode-se citar como uma fonte

geradora de ruído e vibração o contato do eixo motor com a lâmina de óleo de lubrificação, localizada no fundo da carcaça.

A energia vibratória gerada por todas estas fontes se dispersa através da base do compressor e dos tubos de conexão e também por irradiação direta que ocorre devido às deformações da carcaça, sendo que a energia chega a esta por via estrutural (suspensão e tubo de descarga), via óleo ou via cavidade. Sendo a cavidade definida como o espaço ocupado pelo gás refrigerante retido no interior do compressor hermético, localizado entre a carcaça, a lâmina de óleo e o conjunto moto-compressor.

A literatura sobre estudos do óleo como caminho de transmissão é escassa porque este é um caminho que permite poucas modificações com redução de ruído pouco satisfatória.

As transmissões de esforços e vibrações através do tubo de descarga como função das pressões de sucção e de descarga foram estudadas por Soedel [06] através de um modelo matemático simplificado. Alterações no diferencial de pressão entre sucção e descarga provocam efeito de alteração na rigidez do tubo de descarga e, conseqüentemente, nas frequências naturais deste. Um aumento no fluxo de massa proporciona um decréscimo na frequência de ressonância. Nesse trabalho, Soedel faz uma observação de que é melhor colocar um arame de fricção para tornar o amortecimento maior no tubo de descarga, em vez de simplesmente buscar uma rigidez menor neste.

Em sua dissertação de mestrado, Bastos [07] analisou a transmissão de esforços sobre o ruído de alta frequência em sistemas com múltiplos graus de liberdade, modelando molas helicoidais como barras uniformes, demonstrando que, com a adição de amortecimento às molas, reduz-se a transmissibilidade de esforços e de energia vibratória através delas.

O fluxo de energia vibratória do conjunto moto-compressor para a carcaça através das molas de suspensão e do tubo de descarga, usando o método de Análise Estatística Energética, foi o tema da dissertação de mestrado de Barbosa [08], em que pôde concluir a respeito da importância do amortecimento das molas, assim como de sua geometria para o fluxo de energia para carcaça. O tipo de montagem do isolamento, por tração ou compressão, não apresenta variação significativa na potência sonora total, embora apresente reduções importantes em diversas bandas.

A energia vibratória que chega até a carcaça é irradiada em forma de perturbação acústica para o ambiente devido às deformações induzidas na carcaça. Portanto, esta deve ter um bom projeto para que seja o menos suscetível possível às deformações e à propagação de energia sobre sua

superfície. Desta forma, Saito & Okubon [09] fizeram modificações na carcaça, utilizando elementos finitos, testando protótipos com todas as superfícies assimétricas, de forma a determinar as direções dos eixos principais de inércia, fixando os modos normais de vibração e colocando o sistema de suspensão em nós das ressonâncias da carcaça. Assim, conseguiram uma redução de 6dB na potência sonora irradiada e, ao mesmo tempo, reduziram a espessura da carcaça em 1mm sem alterações nas fontes internas de vibração.

Também com o auxílio de elementos finitos, Kawai *et al* [10] estudaram o formato da carcaça. Observaram que diminuindo o raio de curvatura da tampa da carcaça, aproximando esta a de uma calota esférica, os modos de ressonância se deslocam para frequências mais elevadas. Com isso e, também, variando as características do aço, aumentando o seu amortecimento, obtiveram uma redução de 3dB no ruído irradiado.

Soedel [11] apresentou um modelo matemático simplificado para o cálculo dos modos de vibração da carcaça quando esta é considerada como uma casca perfeitamente axissimétrica, assim como para os casos de adição de massa ou rigidez localizadas. Um modelo com modificações no formato da carcaça, considerando uma ovalização nesta, também foi apresentado.

Tojo *et al* [12], analisando os níveis de ruído, perceberam alta correlação entre a aceleração medida na superfície da carcaça e picos nas faixas de 500 e 2000Hz que aparecem no espectro de potência. Em 2kHz ocorrem deformações na carcaça, sendo a energia transmitida a esta principalmente pela suspensão e tubo de descarga. Na primeira faixa ocorre movimento de corpo rígido na carcaça, sendo a principal fonte de transmissão de energia à cavidade (excitações provocada pela sucção e descarga do gás). Tal conclusão baseou-se em observações experimentais realizadas tais como alteração da velocidade de rotação do motor, modificação na temperatura de trabalho e utilização de diferentes gases refrigerantes. No entanto, o experimento que mais evidenciou esse fato, foi a utilização de um protótipo no qual a sucção foi feita diretamente, evitando, assim, a formação da cavidade, obtendo-se uma redução de 15dB na potência sonora irradiada nesta banda de frequência.

Os efeitos da densidade do gás e da pressão de sucção sobre as ressonâncias da carcaça foram observados por Ingalls [13]. O aumento da densidade provoca uma diminuição nas frequências de ressonância da carcaça, enquanto que um acréscimo na pressão de sucção induz incremento das frequências.

O estudo de identificação de ruído e vibrações em um compressor hermético foi o tema da dissertação de Sangoi [14]. Em seus estudos, analisou o balanceamento dinâmico do conjunto moto-compressor, o comportamento do tubo de descarga, as características acústicas da cavidade e as respostas da carcaça. O campo sonoro no interior da cavidade foi observado matematicamente considerando a carcaça como uma esfera perfeita e o conjunto moto-compressor como uma esfera pulsante concêntrica à carcaça, constatando elevados níveis de pressão sonora.

Análise matemática semelhante, porém utilizando técnicas de expansão modal, foi realizada por Pan & Jones [15] no estudo da transmissão de energia vibratória através do gás refrigerante. Tanto a carcaça, como o conjunto moto-compressor, foram considerados como esferas rígidas concêntricas, e a excitação imposta na cavidade deu-se pela pulsação do gás na saída do tubo de sucção rente à carcaça e na entrada do *muffler* de sucção, resultando em um modelo matemático relativamente simples e com pequenas discrepâncias de resultados.

Pan & Jones citam os trabalhos realizados por Yoshimura *et al* [16], no qual observaram que os níveis de ruído irradiado na frequência de ressonância da cavidade pode ser reduzida pelo posicionamento da entrada do *muffler* de sucção na intersecção de dois planos nodais.

A perda de transmissão acústica em *muffler* com geometria complexa foi analisada por Jin-Yong *et al* [17]. Observaram a redução de ruído de acordo com a geometria interna do *muffler* de sucção utilizando modelos numéricos por elementos finitos, os quais tiveram como fonte de excitação a pressão sonora obtida experimentalmente. Um protótipo com as alterações sugeridas foi testado, obtendo redução de 10dB na banda de 500Hz.

Analisando os trabalhos citados acima, verificou-se que a cavidade é um importante caminho no escoamento da energia vibratória gerada no conjunto moto-compressor. Sendo assim, com o presente trabalho tem-se por objetivo estudar a cavidade como caminho de transmissão de energia, fazendo-se modelos numéricos por elementos finitos (MSC/NASTRAN versão 70.5) para analisar os modos de ressonância da cavidade e da carcaça isoladamente e como estes se comportam quando estão acopladas. Busca-se observar qual a importância da contribuição de cada região do conjunto moto-compressor e da pulsação durante a sucção como geradores de energia que produz uma potência sonora irradiada pela carcaça.

No Capítulo 2, são apresentados os modelos numéricos da cavidade, carcaça, óleo e conjunto moto-compressor, como foram modelados e quais tipos de elementos foram utilizados. Também estão descritos os testes que comprovam a validação dos modelos.

O Capítulo 3 apresenta como foram obtidos os dados de entrada para as excitações dos modelos, os efeitos de vibração do conjunto moto-compressor e de cada um de seus componentes isoladamente, assim como o da pulsação do gás na entrada do *muffler* de sucção e os efeitos de enrijecimento da carcaça. São apresentados, ainda, os efeitos de variação dos amortecimentos da cavidade e da carcaça e o emprego de gases alternativos na formação da cavidade.

Modelos por Análise Estatística Energética (SEA), assim como cálculos dos fatores de perda por amortecimento e por acoplamento para a carcaça e para cavidade, e suas respectivas densidades modais e respostas às excitações, são os assuntos abordados no Capítulo 4.

O capítulo 5 apresenta as conclusões, comentários e sugestões para futuros trabalhos.

2. Modelos Numéricos

2.1. Método dos Elementos Finitos em Análises Dinâmica

O método de elementos finitos (FEM) [18, 19] é um procedimento numérico para análises de estruturas, geralmente utilizado em casos de grande complexidade geométrica, cuja solução pelos métodos analíticos tradicionais se torna bastante complicada. O método processa diversas equações algébricas simultaneamente, as quais são geradas e resolvidas através de operações matriciais. Embora os resultados sejam aproximados, seus erros são pequenos, podendo ser ainda mais minimizados, chegando-se ao resultado exato, com uma adequada análise geométrica do modelo e/ou com um aumento do número de equações que, neste caso, provoca um incremento no tempo de processamento e, conseqüentemente, no custo computacional.

Basicamente, o método considera uma estrutura contínua sendo formada por um conjunto de subestruturas menores, denominadas de elementos, sendo as características físicas e de material distribuídas uniformemente nestes e as características cinemáticas de cada um destes elementos concentrados em determinados pontos, chamados de nós, de forma que para cada grau de liberdade (translações e rotações de cada um dos nós) se tem uma equação algébrica, implicando em uma linha e uma coluna nas matrizes geradas.

A solução dinâmica de um problema é obtida pela resolução da equação:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (2.01)$$

sendo $[M]$ a matriz massa;

$[C]$ a matriz amortecimento;

$[K]$ a matriz rigidez;

$\{u\}$ o vetor deslocamento;

$\{F\}$ o vetor força.

Tipicamente, uma análise por elementos finitos envolve os seguintes passos:

- Dividir a estrutura em elementos, gerando as malhas;
- Formular as propriedades de cada elemento;
- Aplicar os carregamentos e condições de contorno;
- Resolver a equação genérica acima citada para se obterem os deslocamentos nodais;
- Calcular as respostas de interesse (deformação, esforços, tensões, pressões, etc).

A grande versatilidade do método é a sua principal vantagem, pois aplica-se aos mais variados problemas físicos, analisando casos que apresentam formatos, carregamentos e condições de contornos arbitrários e as malhas podem apresentar elementos de tipos, formas geométricas e propriedades físicas diversificadas.

Dentre as diversas aplicações do método, encontram-se as análises dinâmicas em interações fluido-estrutura que é o objetivo deste trabalho e, para tal, foi escolhido o software comercial MSC/NASTRAN versão 70.5 [20 – 27].

Para estas análises, a versão utilizada do MSC/NASTRAN apresenta diversas opções de solução, sendo que as utilizadas aqui foram análise de modos normais, análise de autovalores complexos e análises de resposta em frequência. Estes dois últimos possuem dois modos de resolução, que são os métodos direto e modal.

2.1.1. Análise de autovalores reais

Nas análises de autovalores reais (modos normais), os cálculos são efetuados objetivando o conhecimento das frequências naturais de ressonância e seus modos de vibração sem amortecimentos e forças aplicadas, ou seja, vibrações livres. Os modos da estrutura e do fluido são calculados separadamente, isto é, como se a estrutura estivesse no vácuo e o fluido confinado num recipiente de paredes rígidas. Esta análise consiste da resolução da equação:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (2.02)$$

onde $\{0\}$ é o vetor nulo. Sendo o sistema considerado linear, as vibrações livres podem ser expressas como:

$$\{u\} = \{\phi\}_i e^{j\omega_i t} \quad (2.03)$$

$\{\phi\}_i$ é o autovetor e representa o modo de vibração da i -ésima frequência natural (ω_i) e t é o tempo. Substituindo a Equação (2.03) na Equação (2.02), obtém-se:

$$(-\omega_i^2 [M] + [K])\{\phi_i\} = \{0\} \quad (2.04)$$

Portanto, encontra-se a solução não trivial através da seguinte equação:

$$|[K] - \omega^2 [M]| = 0 \quad (2.05)$$

que é um problema de autovalores cuja resolução é feita para n valores de ω^2 e n autovetores que satisfaçam a Equação (2.04).

Quando $[M]$ e $[K]$ são simétricas (isto é verdade para todos os elementos finitos estruturais padrão), existe a seguinte propriedade de ortogonalidade:

$$\{\phi_i\}^T [M] \{\phi_j\} = 0 \quad \text{se } i \neq j \quad (2.06)$$

e

$$\{\phi_i\}^T [K] \{\phi_j\} = 0 \quad \text{se } i \neq j \quad (2.07)$$

então:

$$\omega_i^2 = \frac{\{\phi_i\}^T [K] \{\phi_i\}}{\{\phi_i\}^T [M] \{\phi_i\}} \quad (2.08)$$

Por considerações práticas, os modos devem ser normalizados; geralmente isto é feito através de:

$$\{\phi_i\}^T [M] \{\phi_i\} = 1 \quad (2.09)$$

No caso do software comercial Nastran, a obtenção dos autovalores e autovetores do problema pode ser feita utilizando um dos seguintes métodos:

- *Inverse power iteration* (INV);
- *Enhanced inverse power iteration* (SINV);
- *Givens tridiagonalization* (GIV);
- *Modified Givens* (MGIV);
- *Householder tridiagonalization* (HOU);
- *Modified Householder* (MHOU);
- Método de Lanczos.

Os métodos INV e SINV são métodos iterativos, nos quais o usuário define um valor para a primeira frequência de ressonância do sistema, e o software faz sucessivas aproximações até chegar ao resultado ótimo. Estes métodos não são recomendados pois os autovalores são extraídos um a um e a convergência é lenta, acarretando em um longo tempo de processamento. Também exige que o usuário tenha uma boa estimativa da frequência da primeira ressonância.

Nos casos GIV, MGIV, HOU e MHOU, o problema de autovalores original, Equação (2.05), é transformado para a seguinte forma:

$$[A]\{\phi\} = \lambda\{\phi\} \quad (2.10)$$

sendo $[A] = [M]^{-1}[K]$ e $\lambda = \omega^2$ (λ é o autovalor).

A matriz $[A]$ é convertida em uma matriz tridiagonal usando as técnicas de Givens ou de Householder [25], e todos os autovalores são extraídos de uma só vez usando o algoritmo QR [19, 25]. Estes métodos são mais eficientes quando uma grande proporção de autovalores são necessários. Nos métodos GIV e HOU não é permitido que a matriz $[M]$ seja singular ou se aproxime dessa condição. Já para MGIV e MHOU existe a mesma restrição, porém referente à matriz $[K + \lambda M]$. Em todos estes métodos o tempo de processamento e o espaço ocupado pela memória são cúbicos com o aumento do tamanho do problema.

Lanczos é um método híbrido que combina as melhores características dos métodos iterativos (INV e SINV) e os métodos de transformação (GIV, HOU, MGIV e MHOU), sendo utilizado em grandes problemas de autovalores simétricos, pois necessita de menor tempo de processamento devido à sua maior taxa de convergência. Por isso foi o método preferencialmente escolhido neste trabalho.

2.1.2. Análise de autovalores complexos

Quando se deseja ter conhecimento dos modos e frequências de ressonâncias do sistema com amortecimento ou, ainda, quando as matrizes apresentam termos não-simétricos, o que ocorre em problemas de interação fluido-estrutura, deve-se efetuar uma análise de autovalores complexos. Os esforços externos não são considerados. Portanto, a Equação (2.01) fica:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (2.11)$$

Neste caso,

$$\{\dot{u}\} = \{\phi\}_i e^{(\alpha_i + j\omega_i)t} \quad (2.12)$$

O valor de α_i indica a razão de decaimento ou divergência do i-ésimo modo natural. Substituindo-se a Equação (2.12) na Equação (2.11), obtém-se:

$$(p_i^2[M] + p_i[C] + [K])\{\phi_i\} = \{0\} \quad (2.13)$$

onde $p_i = \alpha_i + j\omega_i$.

O autovalor, agora amortecido, passa a ser:

$$\lambda_i = \omega_i^2 - \alpha_i^2 \quad (2.14)$$

Existem três métodos para a solução da Equação (2.13):

- Método de Hessenberg complexo;
- Método de Lanczos complexo;
- Método *Inverse Power* complexo.

No primeiro caso, a equação original é pré-multiplicada pela matriz massa inversa, resultando na seguinte expressão:

$$[M^{-1}K + pM^{-1}C + p^2I]\{u\} = \{0\} \quad (2.15)$$

onde $[I]$ é a matriz identidade. Se $[C]$ é nulo, então, pode-se fazer:

$$A = M^{-1}K \quad (2.16)$$

e

$$\lambda_i = -p^2 \quad (2.17)$$

Substituindo-se as Equações (2.16) e (2.17) na Equação (2.15), obtém-se:

$$[A - \lambda_i I]\{u_i\} = \{0\} \quad (2.18)$$

A matriz $[A]$ é convertida para uma forma superior de Hessenberg [25] e as raízes desse problema transformado são calculadas através do algoritmo QR duplo de Francis [19, 25]. Os autovetores são encontrados por uma iteração inversa.

Quando $[C]$ não é nulo, um vetor velocidade é definido como:

$$\{v\} = p\{u\} \quad (2.19)$$

Então as Equações (2.15) e (2.19) são unidas, obtendo-se

$$\left[\begin{bmatrix} M^{-1}C & M^{-1}K \\ -I & 0 \end{bmatrix} + P \begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \right] \begin{Bmatrix} v \\ u \end{Bmatrix} = \{0\} \quad (2.20)$$

A Equação (2.20) possui o mesmo formato da Equação (2.18) podendo, portanto, ser resolvida da mesma forma.

Para os métodos de Lanczos e *Inverse Power*, um valor inicial para um autovalor, *shift point* (p_0), é introduzido na Equação (2.13), resultando em:

$$[K + p_0 C + p_0^2 M] \{\phi\} = -\Delta [p_0 C + 2p_0 M + M\Delta] \{\phi\} \quad (2.21)$$

sendo $\Delta = p - p_0$

No método de Lanczos complexo, o algoritmo QL [19, 25] é usado para encontrar as raízes que são calculadas próximas aos *shift points* especificados. No entanto, não é garantido que todos os autovalores sejam encontrados. Já o método *Inverse Power* complexo busca as raízes de modo semelhante ao INV para modos normais, sendo utilizado em problemas com muitos graus de liberdade. Além disso, singularidades na matriz massa são permitidas.

Os três métodos podem ser usados nos modos diretos ou modais. Neste, inicialmente são calculados os autovalores reais e a partir destes os autovalores complexos são obtidos, conforme descrito no Item 2.1.3. O método de Hessenberg na formulação modal é recomendado para a maioria dos casos pois apresenta bons resultados e uma rápida taxa de convergência.

2.1.3. Análise de resposta em frequência

Quando os carregamentos não são mais nulos, efetua-se análise de resposta em frequência para se conhecer o comportamento do sistema submetido a estes esforços. O modelo matemático é expresso pela Equação (2.01), cuja resolução pode ser feita de duas maneiras, método direto e método modal.

No método direto, a equação do movimento em cada frequência desejada é resolvida de maneira similar aos problemas estáticos usando aritmética complexa. Este método apresenta

resultados muito bons sendo, porém, recomendado somente aos casos em que se deseja a resposta em poucas frequências e/ou quando o modelo é pequeno, pois, caso contrário, os custos de processamento tornam-se elevados.

Quando o modelo apresenta muitos graus de liberdade e deseja-se calcular a resposta do sistema em diversas frequências discretas, o método recomendado é o modal. Neste caso, o vetor deslocamento é considerado como sendo o somatório da contribuição de todos os modos normais existentes no sistema, ou seja:

$$\{u\} = [\phi] \{\xi(\omega)\} e^{j\omega t} \quad (2.22)$$

onde $\{\xi(\omega)\}$ é o vetor que define a participação dos modos $[\phi]$.

Substituindo-se (2.22) em (2.01) e pré-multiplicando toda a equação por $[\phi]^T$ obtém-se:

$$[-\omega^2 [\phi]^T [M] [\phi] + j\omega [\phi]^T [C] [\phi] + [\phi]^T [K] [\phi]] \{\xi(\omega)\} = [\phi]^T \{F(\omega)\} \quad (2.23)$$

A equação acima é resolvida, então, de forma similar ao método direto, no entanto, como o número de modos usados na resolução geralmente é muito inferior ao número de variáveis físicas, o tempo de processamento é bem menor que no caso anterior.

2.2. Método dos Elementos Finitos em Análises Acústicas

Em análises acústicas, o método dos elementos finitos continua obtendo a solução do problema através da resolução da equação do movimento que, neste caso, corresponde à Equação de Helmholtz. Entretanto, inicialmente, definem-se as equações de Euler e da continuidade [28], respectivamente,

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} (\vec{\nabla} \cdot \vec{v}) \right) = \rho \vec{F} - \vec{\nabla} P \quad (2.24)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \bullet (\rho \vec{v}) + \rho Q = 0 \quad (2.25)$$

em que ρ é a densidade de massa do fluido; \vec{v} , o vetor velocidade de partícula; \vec{F} , uma força por unidade de massa aplicada ao fluido; P , a pressão; Q , um volume adicionado ao fluido por unidade de tempo e $\vec{\nabla}$, o operador nabla, expresso em coordenadas cartesianas por:

$$\vec{\nabla} = \frac{\partial}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial}{\partial z} \vec{k} \quad (2.26)$$

Considerando

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} \cong \frac{1}{c^2} \frac{\partial P}{\partial t} \quad (2.27)$$

onde c é a velocidade de propagação da onda no fluido. Substitui-se a Equação (2.27) na Equação (2.25), e derivando-se a expressão em relação ao tempo, obtém-se (2.28).

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} + \rho \frac{\partial (\vec{\nabla} \bullet \vec{v})}{\partial t} + \rho \frac{\partial Q}{\partial t} = 0 \quad (2.28)$$

Aplicando o operador nabla na Equação (2.24), considerando o fluido invíscido e desconsiderando o termo $\vec{v}(\vec{\nabla} \bullet \vec{v})$, obtém-se:

$$\rho \frac{\partial (\vec{\nabla} \bullet \vec{v})}{\partial t} = \rho (\vec{\nabla} \bullet \vec{F}) - \nabla^2 P \quad (2.29)$$

Substituindo (2.29) em (2.28), chega-se a:

$$\nabla^2 P - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = \rho (\vec{\nabla} \bullet \vec{F}) + \rho \frac{\partial Q}{\partial t} \quad (2.30)$$

Esta é a equação da onda não-homogênea linearizada que é a base para a representação de fluidos em elementos finitos. No entanto, a velocidade da onda é substituída pelo *bulk modulus* (módulo de compressibilidade), B , que estabelece uma proporção entre a pressão acústica e a variação de volume do fluido por unidade do mesmo, conforme a expressão [29]:

$$c^2 = \frac{B}{\rho} \quad (2.31)$$

Assim, a Equação (2.30) resulta em:

$$\frac{1}{\rho} \nabla^2 P - \frac{1}{B} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = \vec{\nabla} \bullet \vec{F} + \frac{\partial Q}{\partial t} \quad (2.32)$$

Um sistema fluido-estrutura, quando representado em forma matricial, fica:

$$\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ A & M_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_s \\ \ddot{P} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_s & -A^T \\ 0 & K_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_s \\ P \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_s \\ \dot{Q} \end{Bmatrix} \quad (2.33)$$

O índice s refere-se à parte estrutural e f ao fluido. Desta forma, resulta para o fluido:

$$[M_f] \{\ddot{P}\} + [K_f] \{P\} + [A] \{\ddot{u}_s\} = \{\dot{Q}\} \quad (2.34)$$

Cada um dos componentes das matrizes da equação acima são calculados conforme as expressões abaixo.

$$M_{fij} = \int_{vol} (1/B) N_i^T N_j dV \quad (2.35)$$

$$K_{ij} = \int_{vol} \nabla N_i^T (1/\rho) \nabla N_j dV \quad (2.36)$$

$$A_{ij} = \int_S N_j N_i^T d\vec{S} \quad (2.37)$$

N_i e N_j são as funções de interpolação que dependem dos tipos de elementos empregados nos modelos.

O terceiro termo da Eq.(2.34) indica a influência da estrutura sobre o fluido, determinando a seguinte condição de contorno na interface:

$$\frac{\partial P}{\partial \vec{n}} = -\rho \ddot{u}_n \quad (2.38)$$

onde \vec{n} é um vetor que define uma direção normal à superfície da estrutura. De forma semelhante, o fluido interfere no comportamento da estrutura através de forças aplicadas na superfície desta, conforme:

$$\{F_p\} = -[A^T] \{P\} \quad (2.39)$$

Quando as análises são efetuadas segundo o método modal, o sistema matricial dado pela expressão (2.33) deve ser expresso em forma de modos e das suas participações, resultando em:

$$\begin{bmatrix} \phi_s^T M_s \phi_s & 0 \\ \phi_f^T A \phi_s & \phi_f^T M_f \phi_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\xi}_s \\ \ddot{\xi}_f \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \phi_s^T K_s \phi_s & -\phi_s^T A^T \phi_f \\ 0 & \phi_f^T K_f \phi_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \xi_s \\ \xi_f \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \phi_s^T F_s \\ \phi_f^T \dot{Q} \end{Bmatrix} \quad (2.40)$$

Neste caso, inicialmente, são calculados os autovalores e autovetores do sistema desacoplado, ou seja, calculam-se os modos da estrutura e do fluido separadamente conforme descrito em 2.1.1. Em seguida, os fatores de participação modal são extraídos, chegando-se às respostas do sistema.

Tendo em vista que a formulação para as análises acústicas em elementos finitos é baseada nas equações de Euler e da continuidade, linearizadas, então existem algumas considerações que devem ser observadas.

- Não existem efeitos rotacionais no fluido, tais como: ondas cisalhantes, turbulências, viscosidade ou *sloshing* (efeito que ocorre quando forças horizontais de baixa frequência acoplam-se com frequências naturais de um fluido contido num recipiente, proporcionando que sua superfície livre fique inclinada);
- A razão entre a densidade e a pressão é localmente constante, ou seja, que o *bulk modulus* é uniforme ao longo do fluido;
- Os deslocamentos das partículas de fluido são pequenos de forma que as análises realizadas se mantenham dentro da acústica linear.

Observa-se, ainda, das formulações que o único grau de liberdade para os nós de elementos fluidos é a pressão acústica.

2.3. Modelo Numérico da Carcaça

A carcaça é, talvez, o componente de maior influência pelo fato de ser o irradiador final do ruído para o ambiente. Estudos conduzidos por Saito *et al* [09] indicaram a importância da otimização do formato geométrico e de seus raios de curvaturas. Desta forma, conseguiram uma redução de 6dB na potência sonora irradiada ao mesmo tempo em que a espessura pôde ser reduzida em 1mm, sendo mantidas as mesmas excitações internas. Este trabalho, porém, não abordou os aspectos de modificações estruturais como meios de redução do ruído.

A carcaça foi modelada com dados geométricos os mais exatos possíveis, gerando uma malha com 3374 elementos e 1689 nós. Para tal, os elementos utilizados foram CTRIA3 [26], os quais possuem 3 nós por elemento e 5 graus de liberdade por nó (translações nas 3 direções e rotações fora do plano do elemento).

Tais elementos seguem a teoria da placa fina [18, 19] e, quando ligados às propriedades PSHELL [26], apresentam características de material homogêneo com capacidade de membrana, flexão e flexibilidade ao cisalhamento, conforme demonstra o esquema de esforços da Figura 2 [27].

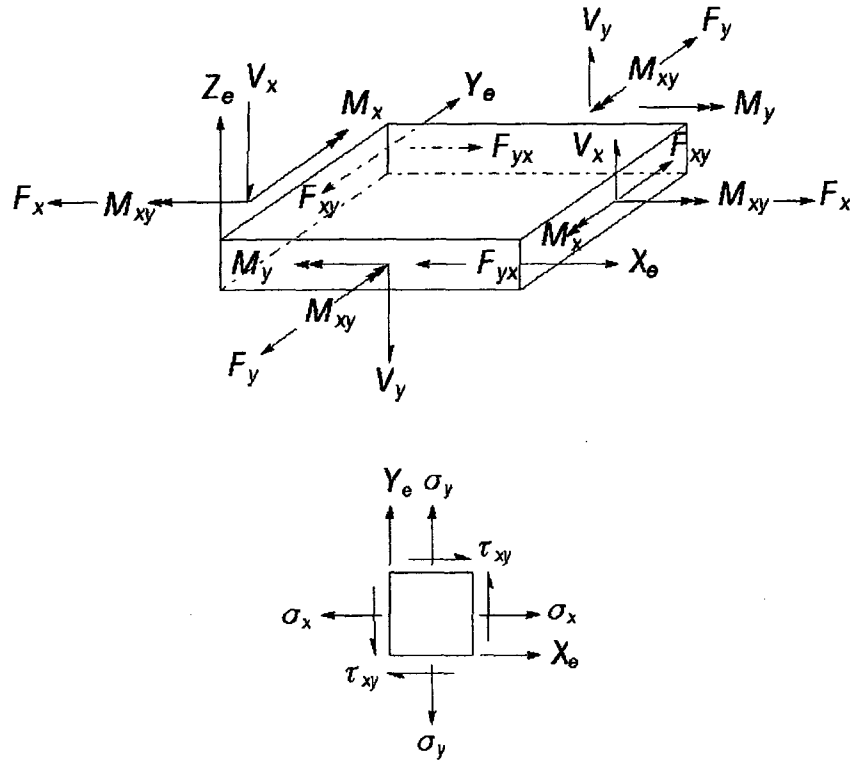


Figura 2 – Convenção de esforços e tensões no elemento CQUAD4.

onde F_x e F_y são forças de membrana por unidade de comprimento;
 F_{xy} são forças de cisalhamento de membrana por unidade de comprimento;
 M_x e M_y são momentos de flexão por unidade de comprimento;
 M_{xy} são momentos de torção por unidade de comprimento, e;
 V_x e V_y são forças de cisalhamento transversal por unidade de comprimento.

A figura acima refere-se ao elemento CQUAD4 [26] por questão de facilidade de representação, pois possui as mesmas características do elemento utilizado neste trabalho, com a diferença de possuir um nó a mais.

No entanto, devido à essa diferença, CTRIA3 apresenta maior rigidez, especialmente na capacidade de membrana, sendo um elemento mais indicado para regiões de transição da malha ou para preencher contornos irregulares. Mesmo assim, foi utilizado neste trabalho por limitações de software na geração da malha da cavidade, pois na interface fluido-estrutura cada nó de fluido deve possuir um nó estrutural correspondente, e vice-versa. Caso contrário, o nó de fluido terá como

condição de contorno de velocidade de partícula igual à zero (comportamento de um fluido contido em um recipiente de paredes rígidas) e o nó estrutural terá comportamento semelhante ao que se estivesse no vácuo, não havendo interação nestes pontos.

Para assegurar malhas que proporcionassem uma boa interação fluido-estrutura, inicialmente foram geradas as malhas da cavidade e do óleo. Em seguida, fez-se uma casca externamente a estas, proporcionando a base para a modelo da carcaça. A Figura 3 demonstra a malha da carcaça, evidenciando as diferentes regiões da mesma.

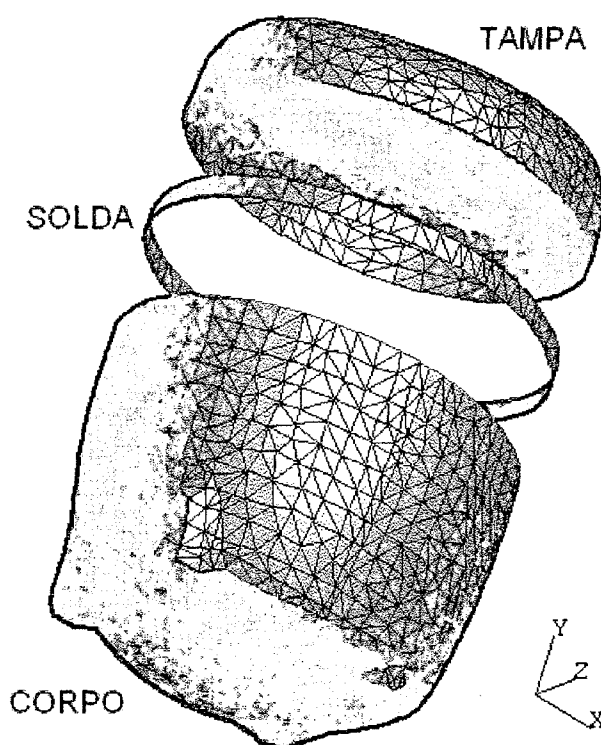


Figura 3 – Malha da carcaça.

Estas divisões foram feitas para inserir diferentes propriedades em regiões distintas. Desta forma, a tampa ficou com 978 elementos e 518 nós, 3mm de espessura e todas as capacidades de esforços que o elemento proporciona. Mesmas considerações e espessura foram utilizadas para o corpo da carcaça, região com 1171 nós em 2284 elementos.

A cinta, que representa a região da solda, foi considerada com as mesmas propriedades das demais regiões, porém com 6mm de espessura, contendo 112 elementos com 112 nós. Todos os nós

do cordão da solda são compartilhados na tampa ou no corpo da carcaça. Resultando um total de 3374 elementos e 1689 nós para a carcaça. Outro objetivo de separar a carcaça em regiões foi o de analisar os efeitos da variação da espessura das diversas partes na pressão sonora irradiada.

O material utilizado em todas estas regiões foi o aço com módulo de elasticidade (E) igual a 200 GPa, densidade de massa (ρ) de 7700 kg/m³ e módulo de Poisson (ν) de 0,29. Desta forma os primeiros modos de vibração da carcaça ficam de acordo com as Figuras 4 e 5.

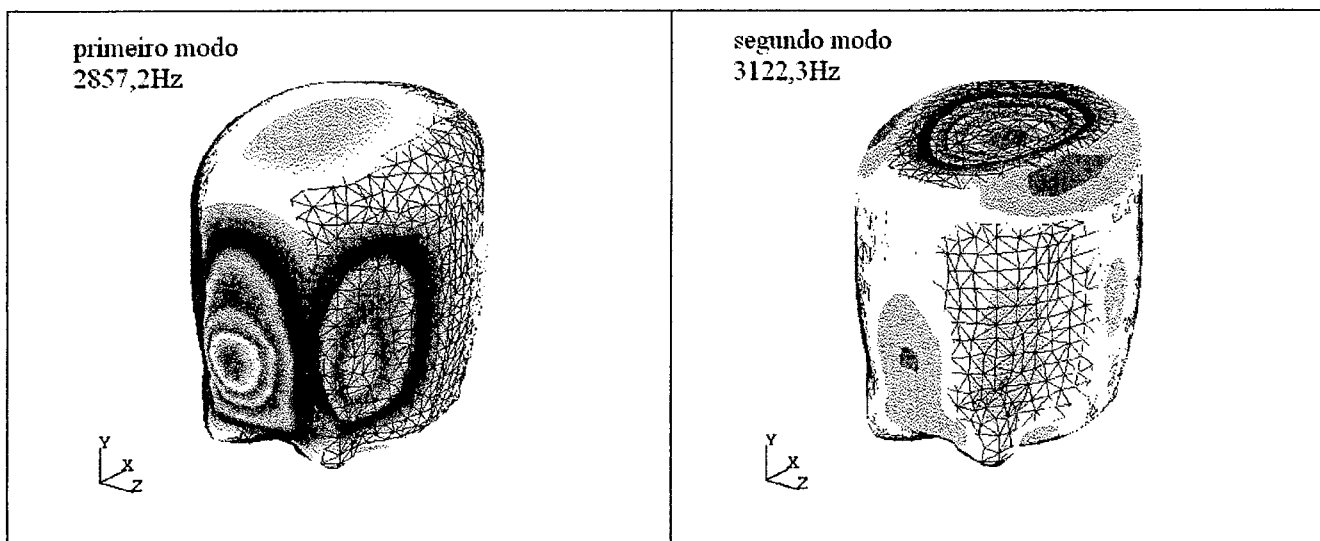


Figura 4 – Primeiro e segundo modos de vibração da carcaça.

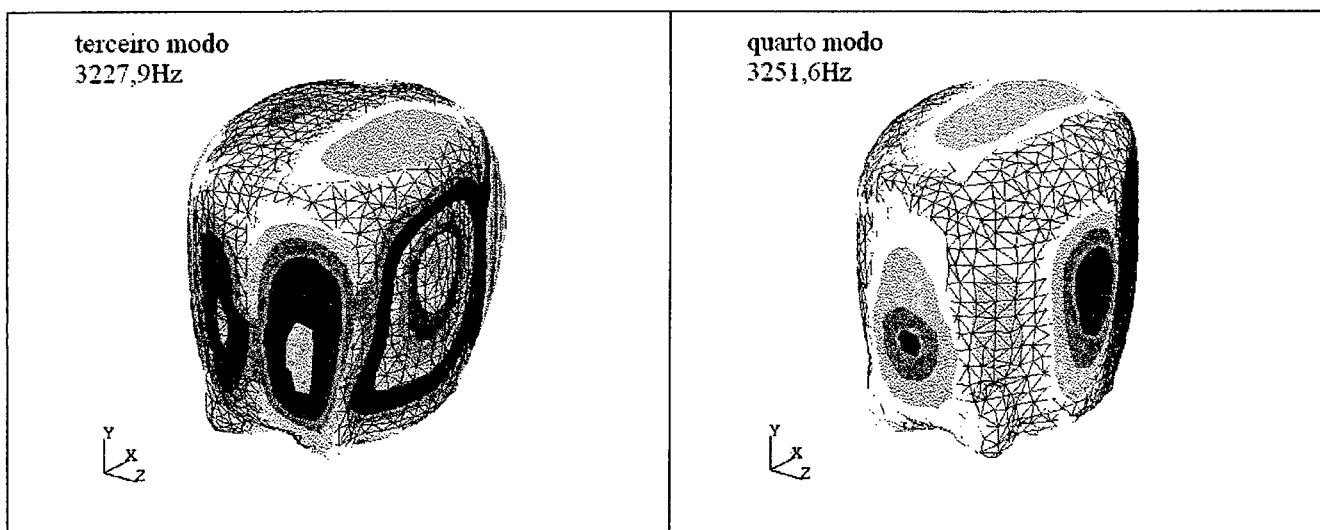


Figura 5 – Terceiro e quarto modos de vibração da carcaça.

Os modos apresentados nas figuras acima são modos normais, portanto sem amortecimento e influências do óleo de lubrificação e gás refrigerante.

Os amortecimentos modais estruturais [30] utilizados nos modelos numéricos foram estabelecidos empiricamente através de comparações de curvas de funções resposta em frequência (FRF) numéricas e experimentais [31]. Estas foram obtidas através da medição da aceleração induzida por uma excitação impulsiva aplicada ao mesmo ponto de medição, sendo este procedimento repetido para tampa, lateral e fundo da carcaça. Um diagrama representando o esquema utilizado neste experimento está mostrado na Figura 6.

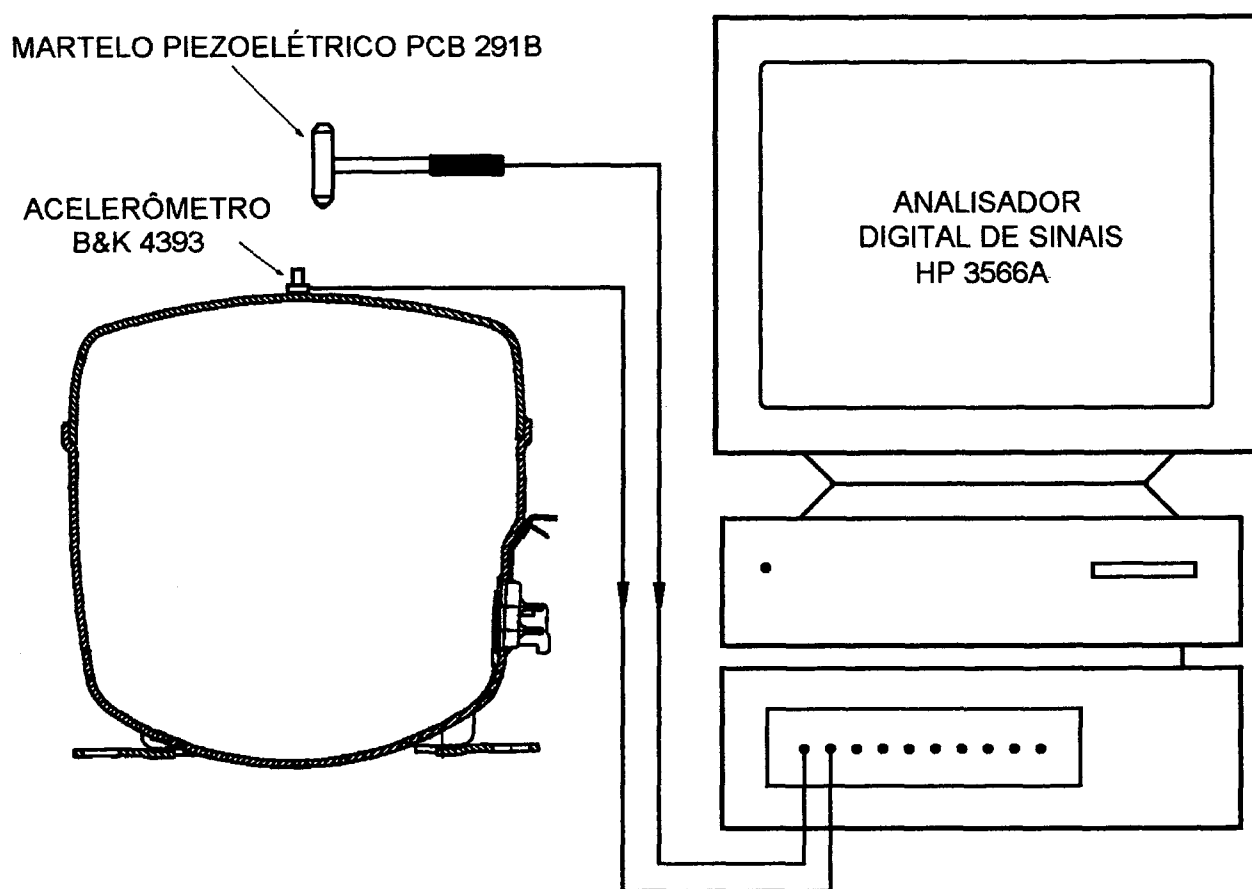


Figura 6 – Esquema representativo do experimento para a determinação das curvas de resposta em frequência da carcaça.

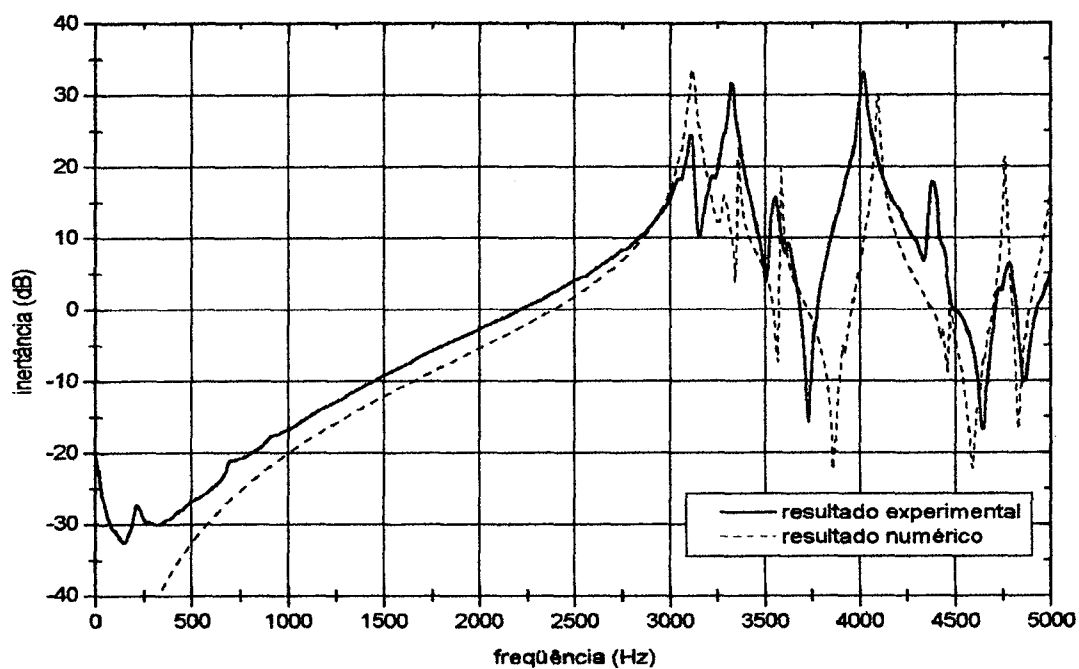


Figura 7 – Curvas comparativas entre dados experimentais e numéricos da carcaça.

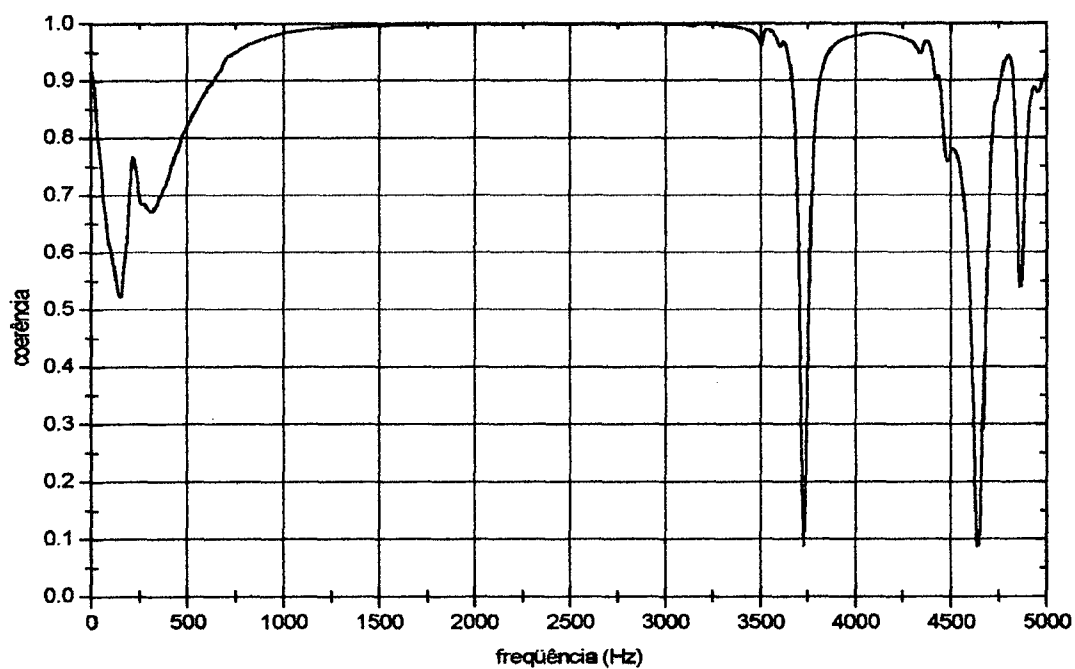


Figura 8 – Coerência da curva experimental mostrada na Figura 7.

A Figura 7 mostra uma comparação entre as curvas de resposta em frequência, obtidas numericamente e experimentalmente, e a respectiva coerência está mostrada na Figura 8. Em ambas, a excitação e a aceleração medidas referem-se a um ponto no topo da carcaça. Observa-se boa concordância entre os resultados, considerando que para o modelo numérico as propriedades do material e espessura da carcaça são uniformes em toda sua superfície, fato que não ocorre na carcaça real devido ao processo de laminação e posterior conformação da chapa de aço.

2.4. Modelo Numérico da Cavidade

Considera-se como sendo cavidade o espaço ocupado pelo gás refrigerante, que fica retido no interior do compressor hermético, preenchendo o espaço existente entre a carcaça, o conjunto moto-compressor (*kit*) a lâmina de óleo lubrificante, resultando em um volume de 2650ml.

Em estudos de identificação de fontes de ruído, Sangoi [14] modelou o campo sonoro no interior da cavidade, considerando a carcaça como uma esfera perfeita e o *kit* como uma esfera pulsante concêntrica à carcaça, verificando que seus níveis são elevados. Concluiu que este é, provavelmente, um caminho importante de transmissão da energia de excitação gerada no interior do conjunto moto-compressor para a carcaça. Para corroborar estas observações, em um compressor foram colocados microfones *electred* em alguns pontos de seu interior. O compressor foi, então, colocado em funcionamento e mantido assim até chegar às condições de uso sendo, em seguida, medidos os níveis de pressão sonora, observando-se níveis de até 134dB.

A cavidade foi modelada com 21136 elementos CTETRA [26], gerando 5419 nós. Este elemento é tridimensional, tetraedro com 4 nós por elemento, e quando ligado à propriedade PSOLID [26] com a opção PFLUID selecionada, possui características de fluidos. Neste caso, cada nó apresenta um único grau de liberdade que corresponde à pressão acústica. Considera-se, ainda, o material como sendo homogeneamente distribuído em seu interior. A Figura 9 mostra a malha da cavidade em corte.

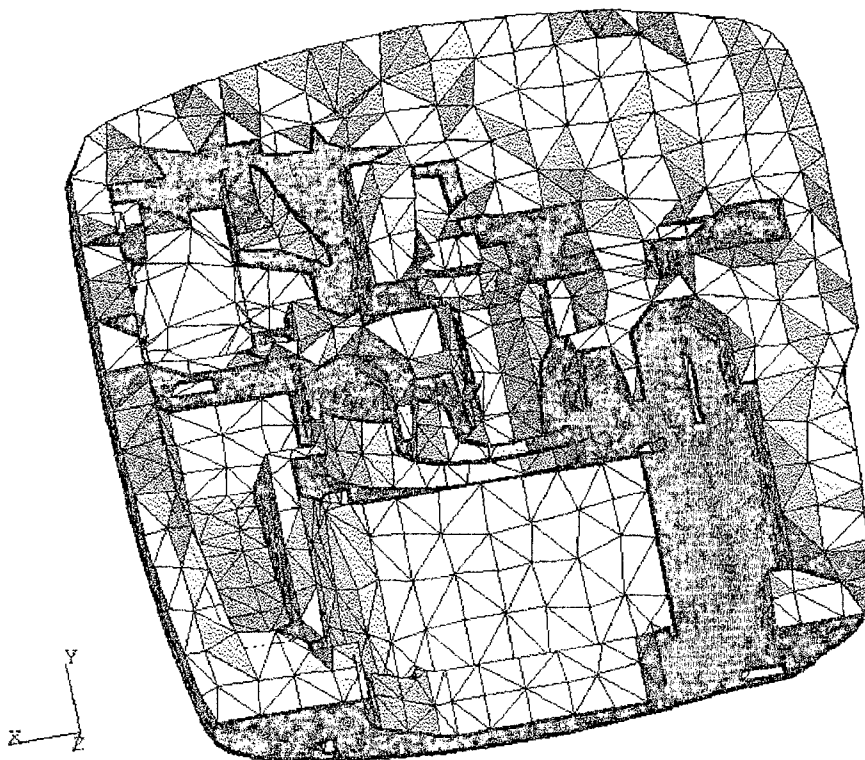


Figura 9 – Malha da cavidade em corte.

Os dados fornecidos ao modelo foram a densidade de massa do gás refrigerante ($\rho = 4,36\text{kg/m}^3$), a velocidade de propagação da onda sonora no gás e o amortecimento modal, tendo estas duas grandezas sido obtidas experimentalmente.

Para a determinação da velocidade do som, o gás contido num compressor, após seu uso, foi confinado em um tubo de aço de 50mm de diâmetro, 5mm de espessura e comprimento de 1m, com cinco microfones *electred* fixados ao longo de seu comprimento, conforme demonstra a Figura 10. O tubo foi excitado com um *shaker* numa das extremidades e medidas as frequências de ressonância do gás. Considerando-se as paredes do tubo como sendo rígidas, sabe-se que a primeira ressonância ocorre quando o comprimento de onda (λ) é idêntica ao dobro do comprimento do tubo, L , obtendo-se a velocidade do som de acordo com:

$$c = 2f_1L \quad (2.41)$$

sendo f_1 a frequência (em Hertz) da primeira ressonância.

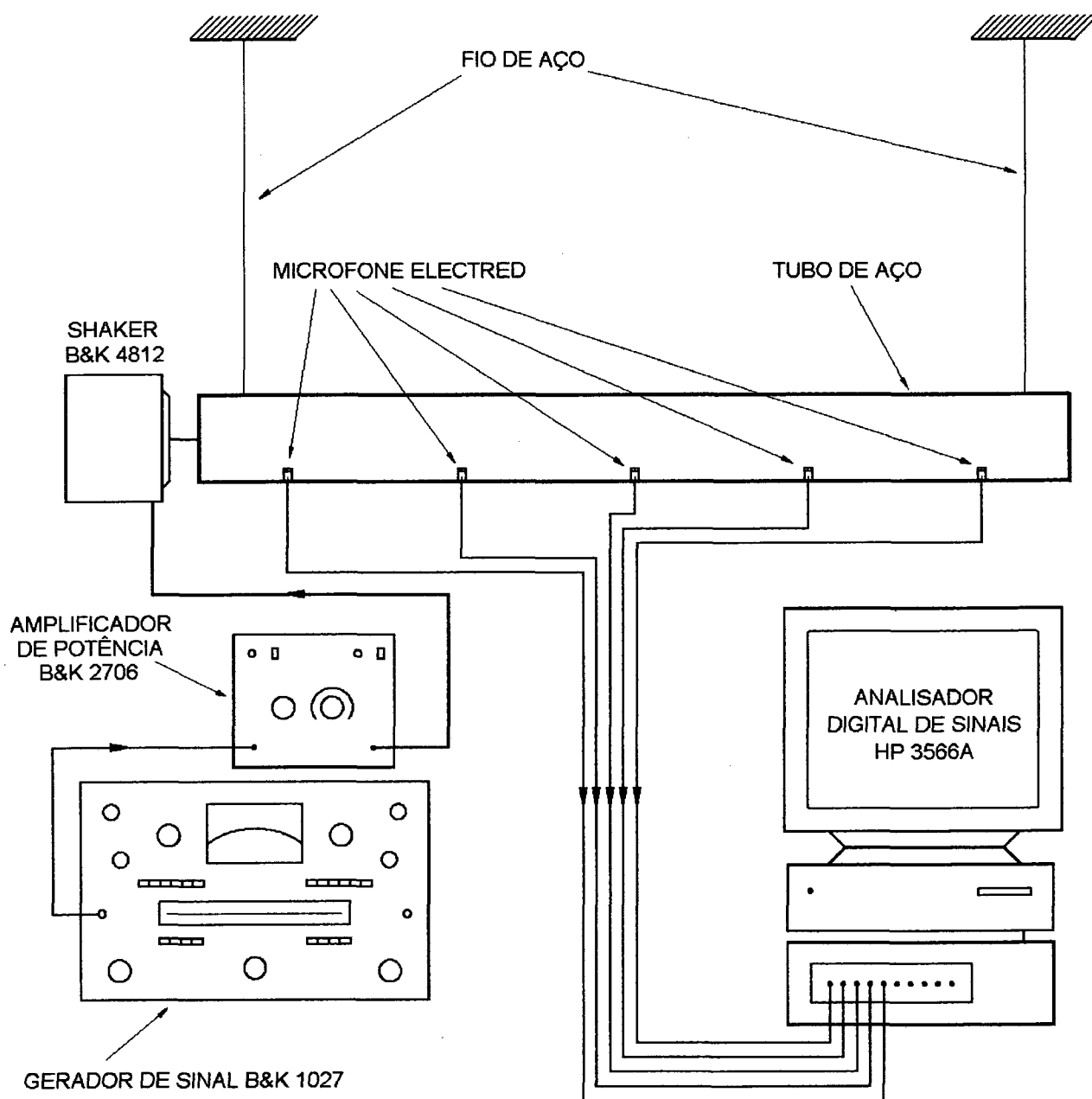


Figura 10 – Aparato utilizado para a determinação da velocidade do som no gás.

Neste experimento, verificou-se que a primeira ressonância ocorre em 85Hz e, portanto, a velocidade de propagação do som no gás é 170m/s.

Como estes dados, os 4 primeiros modos normais acústicos da cavidade ficam de acordo com as Figuras 11 e 12.

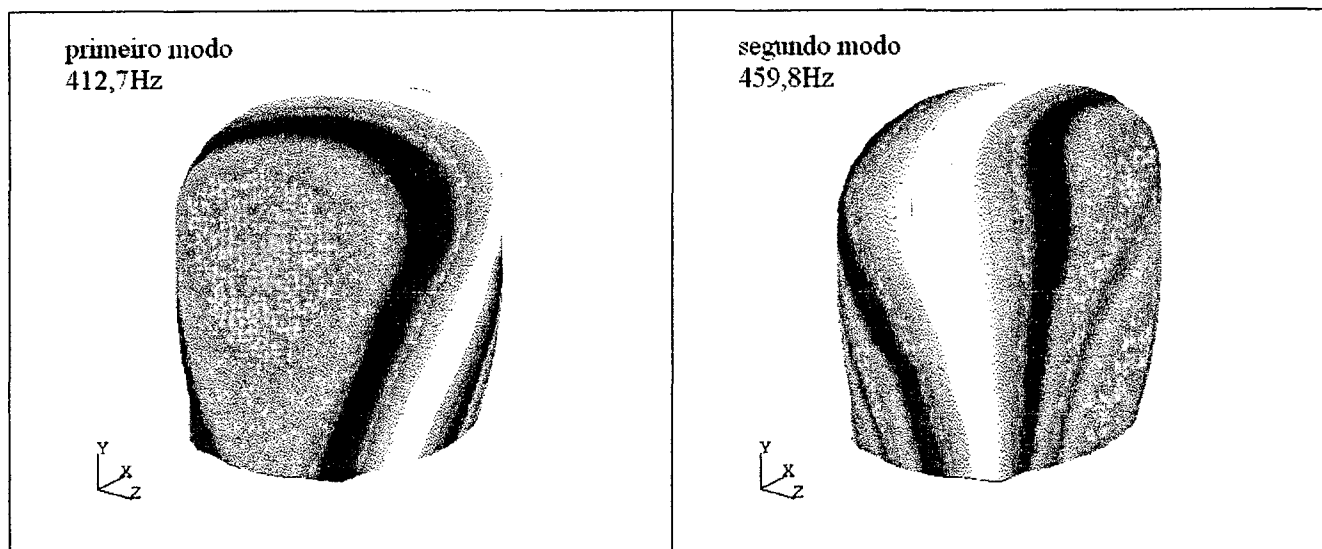


Figura 11 – Primeiro e segundo modos acústico da cavidade.

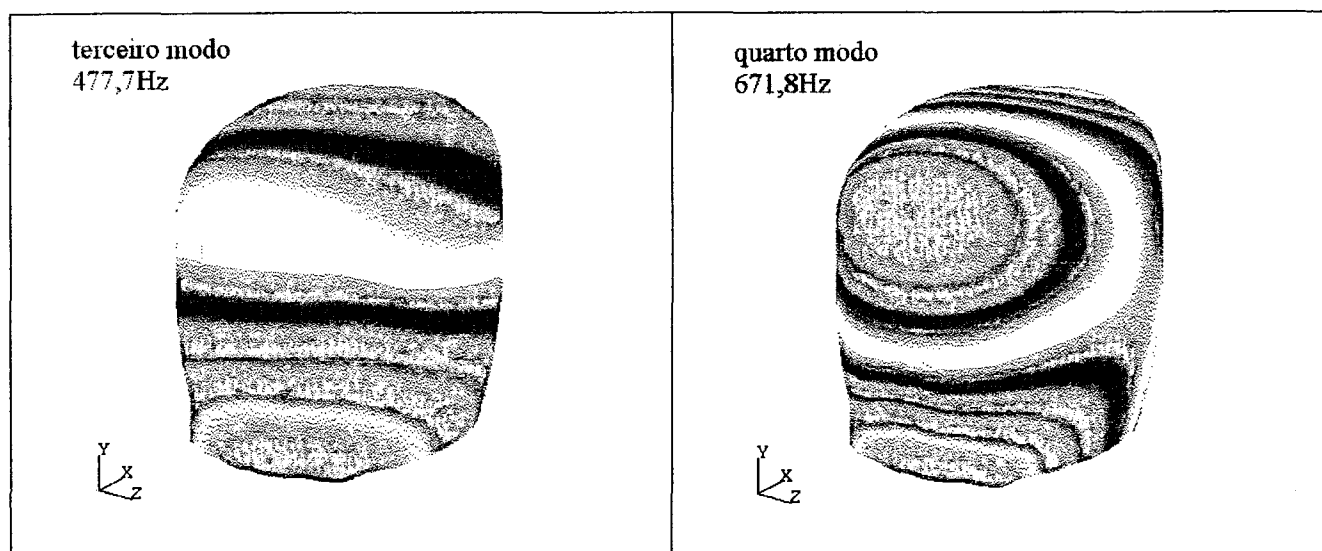


Figura 12 – Terceiro e quarto modos acústico da cavidade.

A determinação experimental do amortecimento modal da cavidade baseou-se na determinação do fator de perda por amortecimento para faixas de frequência. Para isso, o método escolhido foi o do decaimento [32], o qual é baseado no princípio de que, após o término de uma excitação, a energia do sistema decai no tempo a uma razão $e^{-2\pi f \eta t}$, onde η é o fator de perda. Sendo a energia proporcional ao quadrado da amplitude da resposta (aceleração, pressão, etc), então a amplitude da resposta irá decair a uma razão de $e^{-\pi f \eta t}$, conseqüentemente, num intervalo de tempo, tem-se:

$$\ln(R_1/R_2) = \pi f \eta (t_2 - t_1) \quad (2.42)$$

onde R_1 e R_2 são as respostas nos tempos t_1 e t_2 , respectivamente.

Este método baseia-se na resposta transiente de um modo ou grupo de modos de ressonâncias com amortecimento linear. A excitação imposta pode ser um impacto, uma fonte de alimentação de um *shaker* abruptamente cessada, uma deformação inicial repentinamente liberada, etc. As respostas são medidas em diversos pontos, fazendo-se uma média de seus valores para amenizar erros de medição e variações locais.

Para o caso da cavidade, uma região de 54mm de diâmetro no topo da carcaça foi substituída por uma placa de alumínio com espessura de 0,1mm, como mostra a Figura 13. No interior do compressor foram fixados microfones *electred* em diversos pontos. Posteriormente colocou-se o compressor em funcionamento e desligado em seguida, visando que o gás refrigerante ficasse nas condições reais de uso. Após, aplicou-se uma excitação impulsiva no centro da placa de alumínio e foi medido o tempo de decaimento dos níveis de pressão sonora nas faixas de frequência, obtendo-se diversas curvas de decaimento conforme mostradas uma delas na Figura 14.

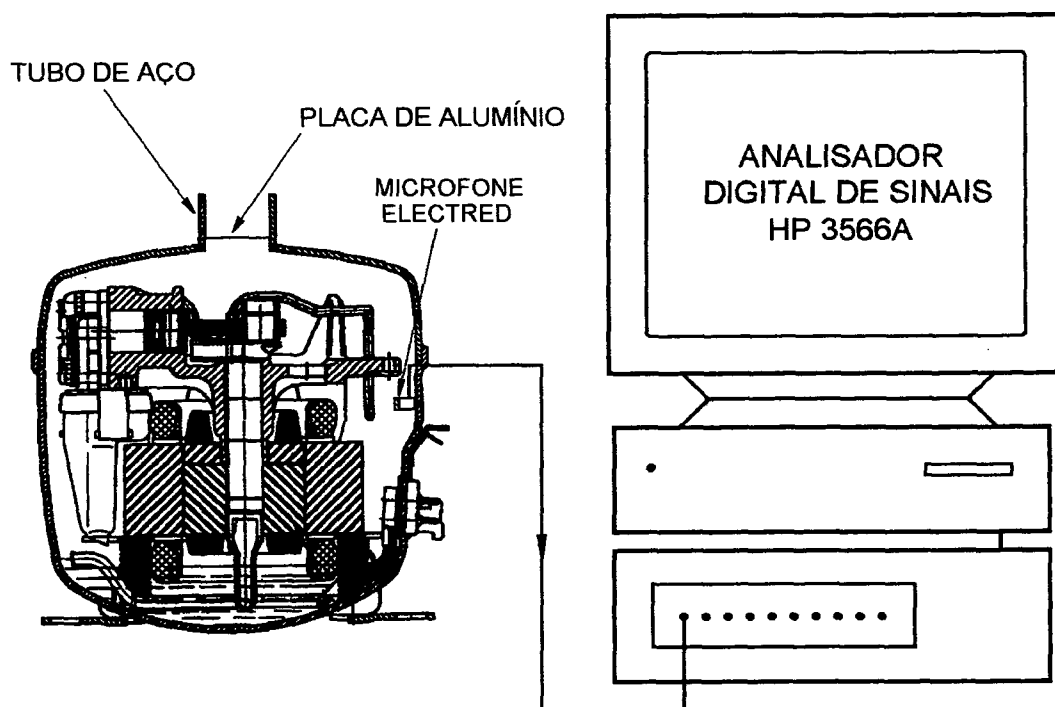


Figura 13 – Esquema do experimento utilizado para a determinação do amortecimento modal da cavidade.

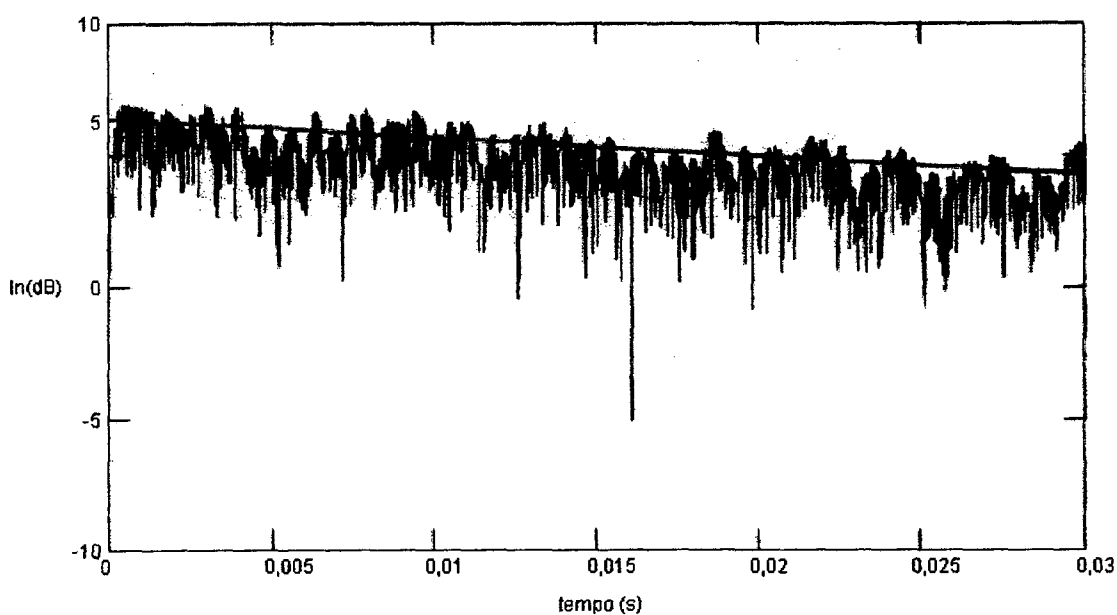


Figura 14 – Decaimento da energia sonora na cavidade.

O amortecimento na forma de fator de perda foi calculado pela seguinte expressão [33]:

$$\eta = \frac{\delta}{\pi f_c} \quad (2.43)$$

sendo η o fator de perda da banda cuja frequência central é f_c , e δ o decremento logaritmo, dado por:

$$\delta = \frac{\ln(h_2 / h_1)}{\Delta t} \quad (2.44)$$

h_2/h_1 é o decremento do nível de pressão sonora, em dB, no intervalo de tempo Δt , em segundos.

Os resultados para faixas de frequências de 1/1 oitava estão mostrados na Tabela 1.

Tabela 1 – Fator de perda por amortecimento.

Banda de frequência (Hz)	Fator de perda (%)	Desvio padrão
250	17,32	4,57
500	6,32	0,98
1000	2,08	0,35
2000	1,17	0,15
4000	0,83	0,05
8000	0,41	0,03

O método super-dimensiona os fatores de perda pois nas medições experimentais existe interação entre a carcaça e a cavidade, portanto houve necessidade de ajustes nos amortecimentos usados nos modelos numéricos.

Para averiguar os resultados do modelo numérico da cavidade, repetiu-se o experimento realizado para a determinação dos amortecimentos modais, porém neste caso houve necessidade de se determinar a excitação da cavidade. Para isso, no centro da placa de alumínio foi fixado um acelerômetro e a excitação foi imposta através do uso de um *shaker*. O sinal de resposta foi medido utilizando-se um transdutor de pressão fixado rente à carcaça. O experimento foi repetido para três pontos distintos da cavidade, e um esquema deste experimento está mostrado na Figura 15.

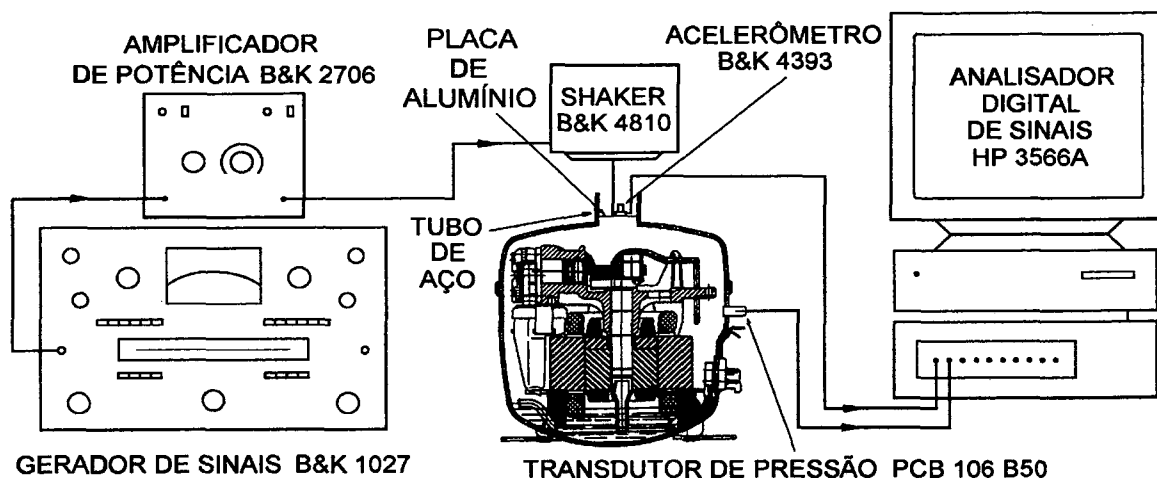


Figura 15 – Esquema do experimento utilizado para a validação do modelo da cavidade com gás.

O furo na carcaça, tubo de aço e a placa de alumínio foram introduzidos no modelo numérico, onde o dado de entrada (excitação) passou a ser uma aceleração no centro da placa. O sinal do acelerômetro foi utilizado como dado de entrada e calcularam-se as pressões nos pontos correspondentes ao experimento. Por fim, fez-se a confrontação dos resultados, mostrados nas Figuras 16 e 17.

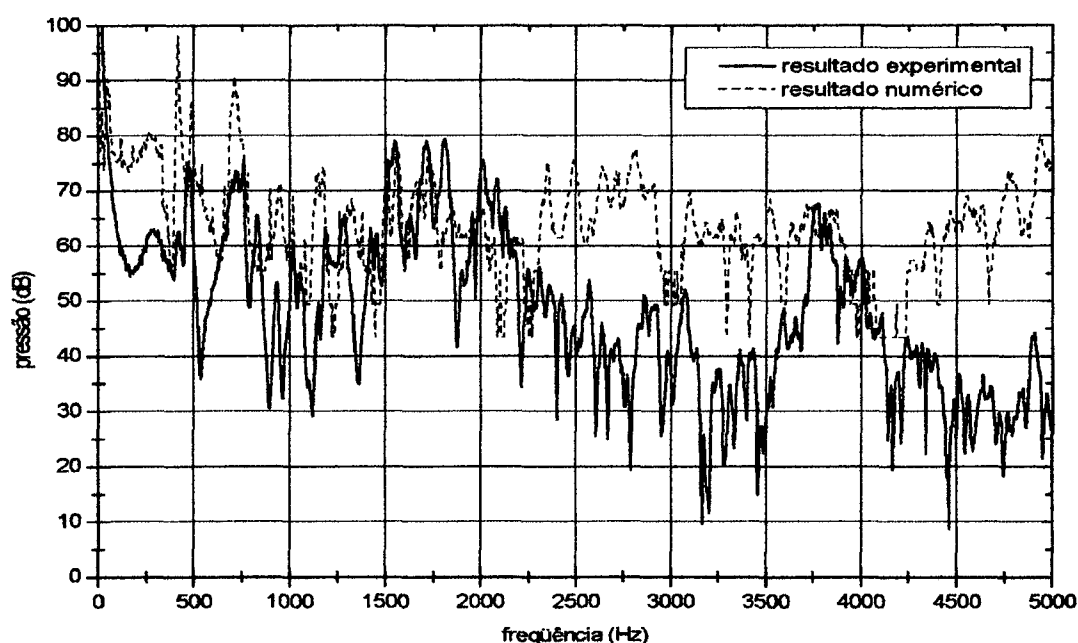


Figura 16 – Pressão sonora medida no experimento para validação da cavidade com gás.

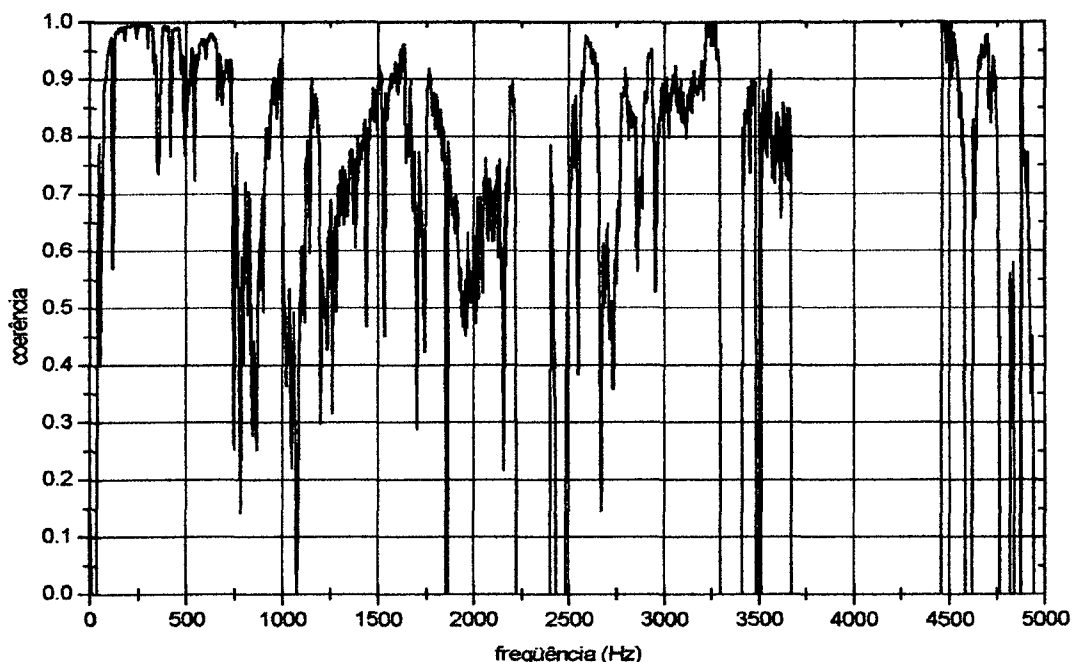


Figura 17 – Coerência da curva experimental mostrada na Figura 16.

No entanto, os resultados não foram satisfatórios por diversos motivos. O sinal no transdutor de pressão foi muito baixo, provocando cortes nas curvas e uma baixa coerência entre os sinais de entrada e de saída. Também houve dificuldade de impôr ao modelo numérico as mesmas condições do experimento para a placa. Por isso, optou-se por uma validação com um experimento utilizando-se ar na cavidade em vez de gás refrigerante, permitindo, assim, o uso de microfones capacitivos, cuja sensibilidade e precisão são maiores.

Neste caso, a placa de alumínio foi substituída por um alto-falante, o qual excitava a cavidade com ruído branco. Os sinais de entrada e de saída foram medidos com microfones capacitivos tirando-se uma resposta em frequência, apresentando coerência (Figura 20) muito boa, com valor próximo à unidade em quase toda a faixa medida. A Figura 18 representa um esquema deste experimento.

Novamente o furo na carcaça e o tubo de aço foram introduzidos no modelo numérico, que passou a ser excitado por uma pressão sonora com valores obtidos experimentalmente, simulando o alto-falante, e calculando-se a pressão sonora no ponto de resposta correspondente ao modelo experimental.

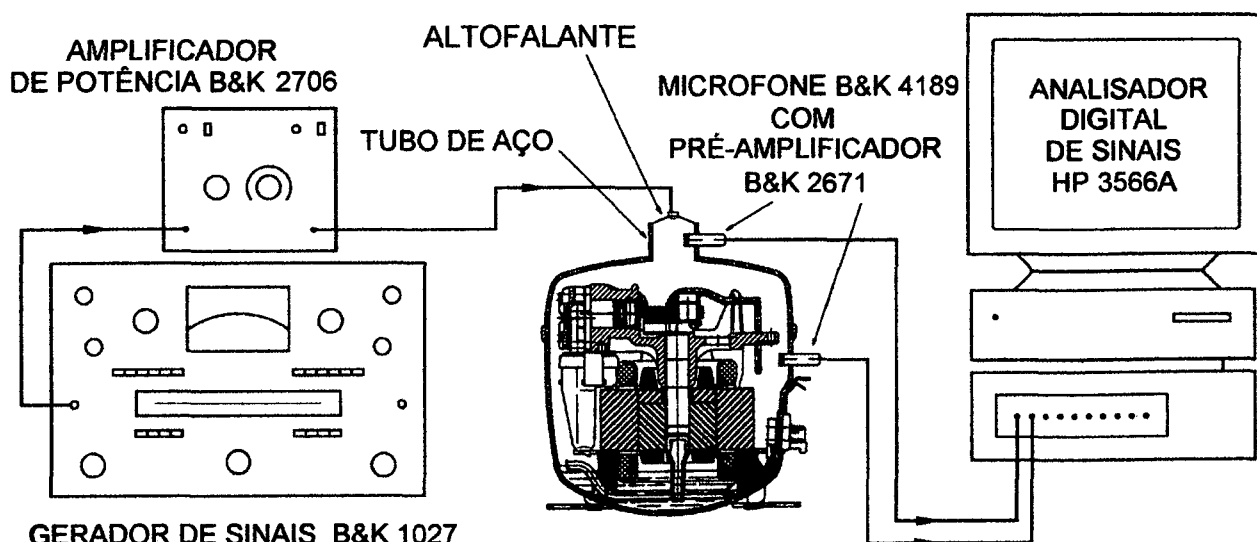


Figura 18 – Esquema do experimento utilizado para a validação do modelo da cavidade com ar.

A Figura 19 mostra uma comparação entre os resultados experimentais e numéricos da cavidade com ar. Observa-se que o modelo numérico apresenta as mesmas ressonâncias e a concordância foi considerada aceitável.

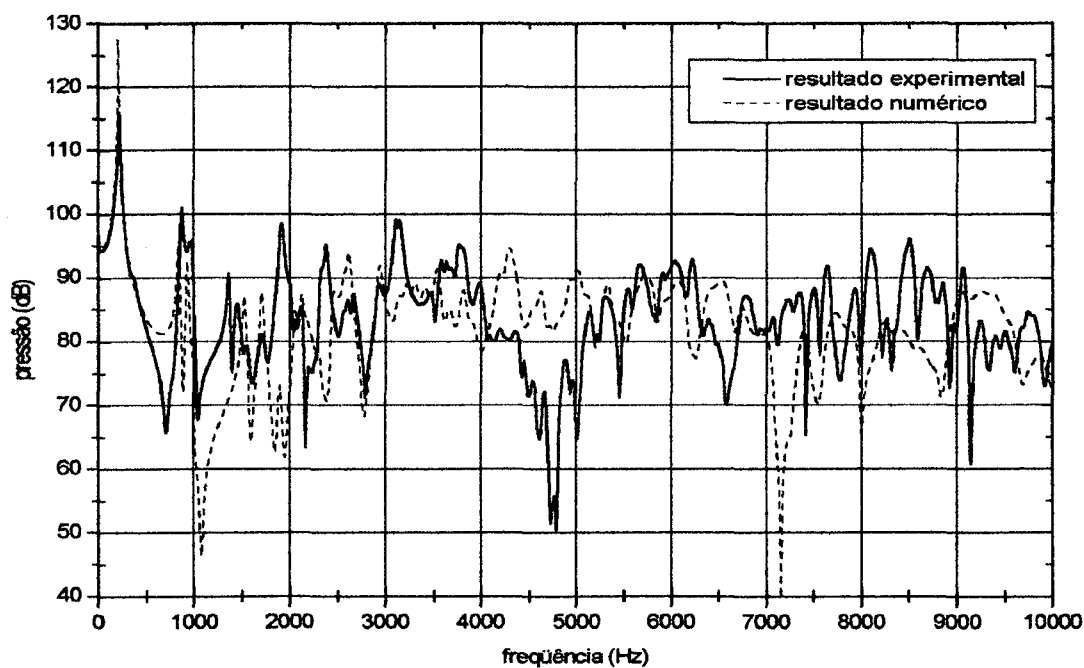


Figura 19 – Comparativo entre resultados experimentais e numéricos da cavidade com ar.

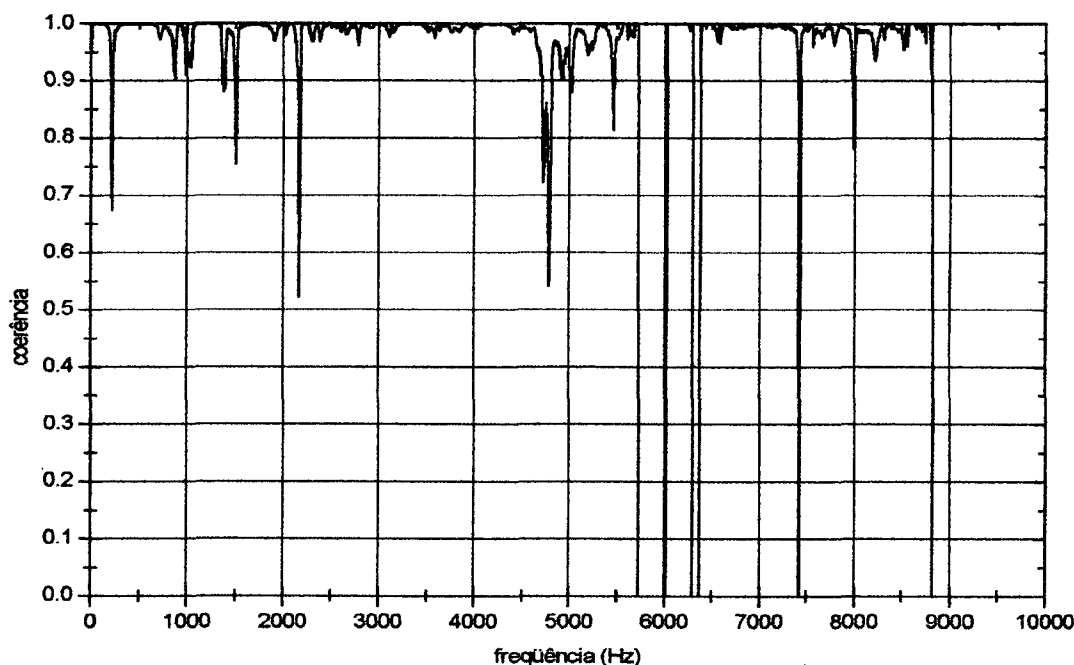


Figura 20 – Coerência da curva experimental utilizada na Figura 19.

2.5. Modelo Numérico do Bloco Moto-compressor (*kit*)

Dentro de um compressor hermético existe um grande número de fontes geradoras de ruído e vibração, sendo subdivididas em fontes do motor elétrico e do compressor propriamente dito. Entre estas pode-se citar a válvula de descarga que vibra durante a passagem do gás e, ao final da descarga, fecha-se bruscamente ocorrendo um impacto em seu assento.

Devido às grandes variações de pressão no interior do cilindro, ocorrem deformações na tampa de válvulas, principalmente por esta ser um elemento parafusado. Pelo mesmo motivo, conjuntamente com as inércias das partes móveis (pistão e biela) ocorrem vibrações no bloco moto-compressor gerados pelos impactos nas folgas existentes. Há, ainda, irradiação do *muffler* (filtro acústico) de sucção no qual a pulsação do gás, intermitência do fluxo, é causada pela abertura da válvula de sucção. Por fim, também pode-se citar como fonte geradora de ruído e vibração o contato do eixo motor com a lâmina de óleo de lubrificação, localizada no fundo da carcaça.

A energia vibratória gerada por todas estas fontes dispersa-se através da base do compressor e dos tubos de conexão e, também, por irradiação direta que ocorre devido às deformações da carcaça, sendo que esta energia chega à carcaça via estrutural (suspensão e tubo de descarga), via óleo ou via cavidade.

Um modelo numérico do conjunto moto-compressor foi introduzido visando que este se constituísse numa fonte de ruído. Sendo assim, o *kit* foi modelado a partir da malha da cavidade, através da geração de uma casca em suas superfícies livres internas, proporcionando uma malha com 5445 elementos de placa triangulares, CTRIA3, com 2737 nós.

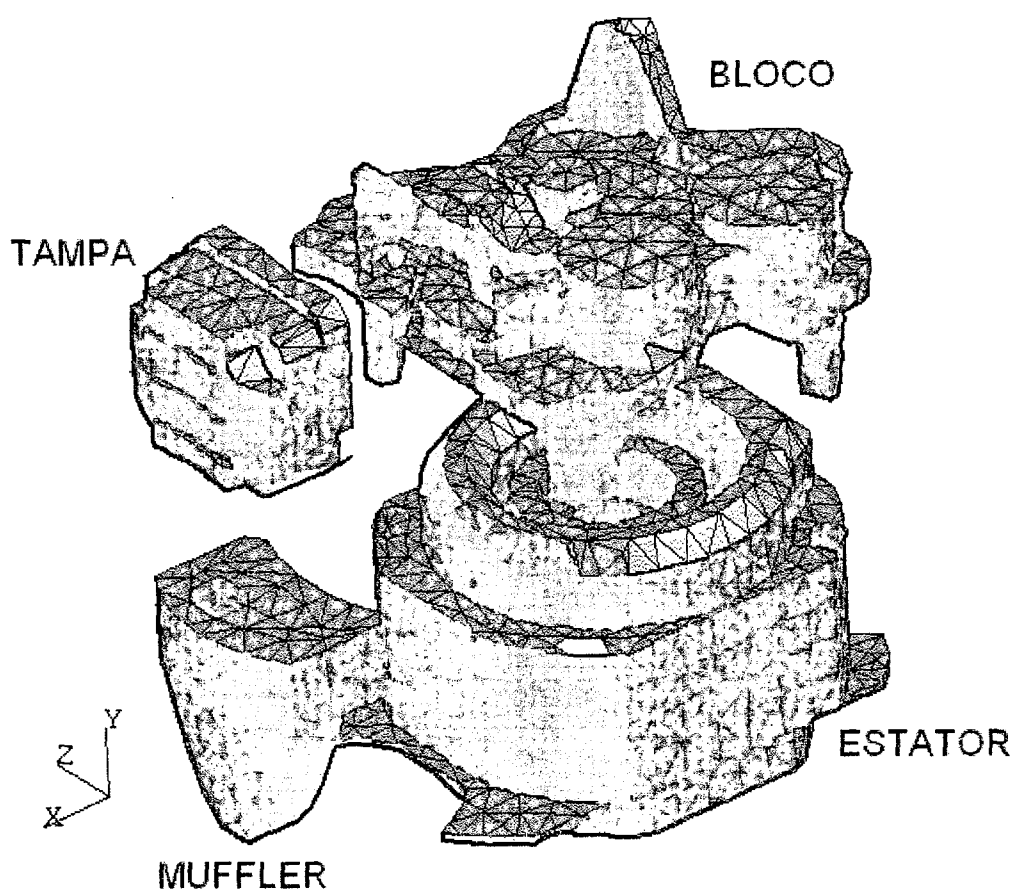


Figura 21 – Modelo numérico do bloco moto-compressor.

Conforme mostra a Figura 21, de forma análoga à carcaça, o *kit* foi dividido em regiões distintas, pois um dos objetivos deste trabalho é a análise da participação de cada uma destas na energia que escoar através da cavidade chegando à carcaça.

Desta forma, o *kit* foi dividido em quatro regiões. Inicialmente, o estator com 1781 elementos e 939 nós, que representa o motor elétrico e os suportes aos quais as molas são fixadas. Com 1434 nós em 2811 elementos, tem-se a peça de ferro fundido, que aqui por simplicidade será denominada de bloco. É nesta peça onde se encontram as câmaras de expansão da linha de descarga e o cilindro do compressor propriamente dito. Existe, ainda, a tampa do cilindro com 506 elementos e 271 nós, e completando o *kit*, observa-se o *muffler* de sucção com 366 elementos e 186 nós. Resultando, assim, uma malha com 5445 elementos e 2737 nós no total. Todas estas regiões foram consideradas como tendo as mesmas propriedades da carcaça, com capacidade de membrana, flexão e flexibilidade ao cisalhamento, porém com espessura de 10mm.

Quando as análises eram realizadas visando a influência de apenas uma parte do *kit*, somente os nós dessa região eram indicados para se ter interação com os nós de fluido, sendo as demais regiões consideradas como rígidas de acordo com as próprias considerações do método de elementos finitos. Da mesma forma o *kit* foi considerado inteiramente rígido quando a pulsação do gás na entrada do *muffler* de sucção foi analisado como sendo a única fonte de excitação da cavidade.

2.6. Modelo Numérico da Lâmina de Óleo

Para a lubrificação do sistema moto-compressor durante o seu funcionamento, é adicionado no interior do compressor hermético 350ml de óleo mineral. Este óleo é succionado por um sistema pescador e lançado na parte superior do *kit*, formando uma névoa que se mistura com o gás refrigerante.

No entanto, a maior parte deste óleo se mantém no fundo do compressor, criando uma lâmina. Esta interfere nos modos de vibração da carcaça, devido ao efeito de adição de massa à mesma, sendo este o principal motivo pela sua inserção nos modelos. Para corroborar esta expectativa, repetiu-se o experimento descrito no Item 2.3, porém para o caso do presente Item, a carcaça apresentava depositada em seu fundo a quantidade de óleo especificada pelo fabricante. A

Figura 22 mostra uma comparação entre as curvas de respostas em frequência obtidas experimentalmente para uma carcaça com e sem óleo. Ambas foram obtidas da mesma carcaça, inicialmente sem óleo e posteriormente com sua adição. Os pontos de medição em ambos os casos foram os mesmos.

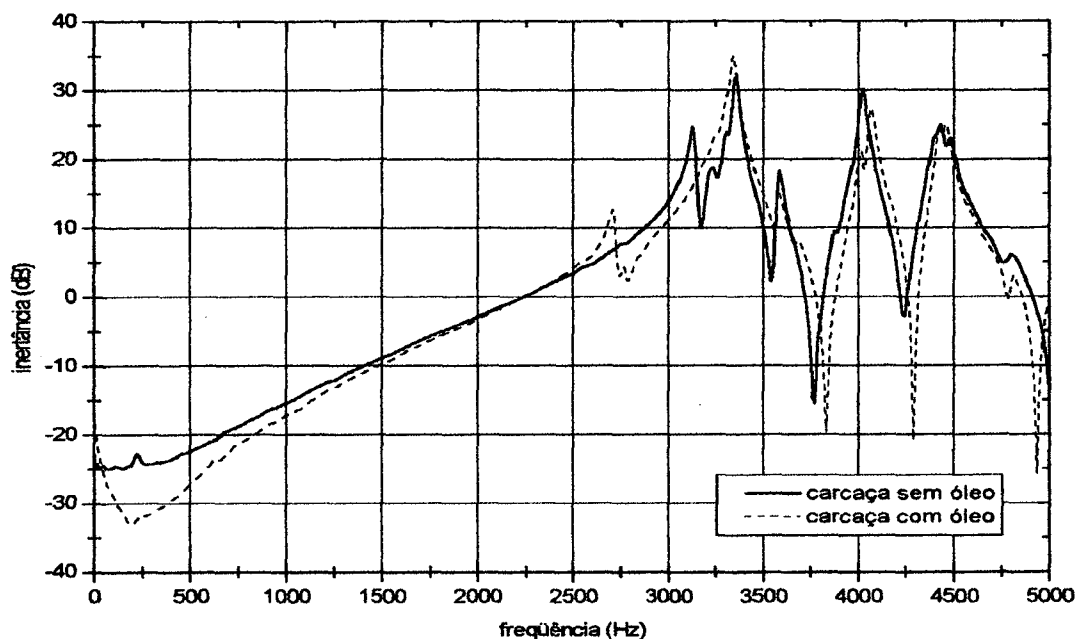


Figura 22 – Comparativo entre curvas de resposta em frequência experimentais da carcaça com e sem a lâmina de óleo.

Para que haja continuidade na interface óleo/gás refrigerante do modelo numérico, todos os nós que se encontram nesta devem ser compartilhados entre os dois modelos. Sendo assim, a malha do óleo deve ter elementos de mesma grandeza, desta forma, resultando em 3183 elementos CTETRA e 958 nós, destes 218 são compartilhados entre os dois modelos.

Estes elementos foram considerados como tendo as mesmas características de formulação dos elementos utilizados na cavidade, porém como dados de entrada, foram utilizados densidade de massa de 1000kg/m^3 e velocidade de propagação da onda no meio de 1500m/s .

Assim, a primeira ressonância da lâmina de óleo é na frequência de 15kHz , fora da faixa de frequência de interesse deste trabalho. No entanto, o óleo não só acrescenta massa à carcaça, rigidez e amortecimento também são alterados. Portanto, alguns ajustes aos amortecimentos modais do

modelo numérico foram necessários, chegando-se à Figura 23 (a coerência da curva experimental está mostrada na Figura 24).

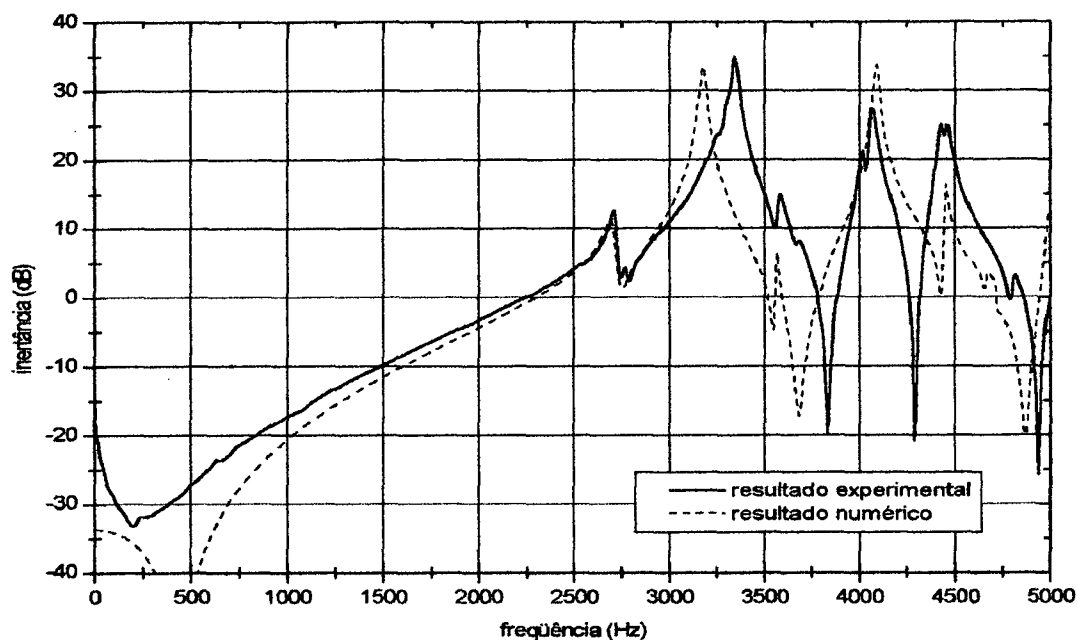


Figura 23 – Curvas comparativas entre dados experimentais e numéricos da carcaça com óleo.

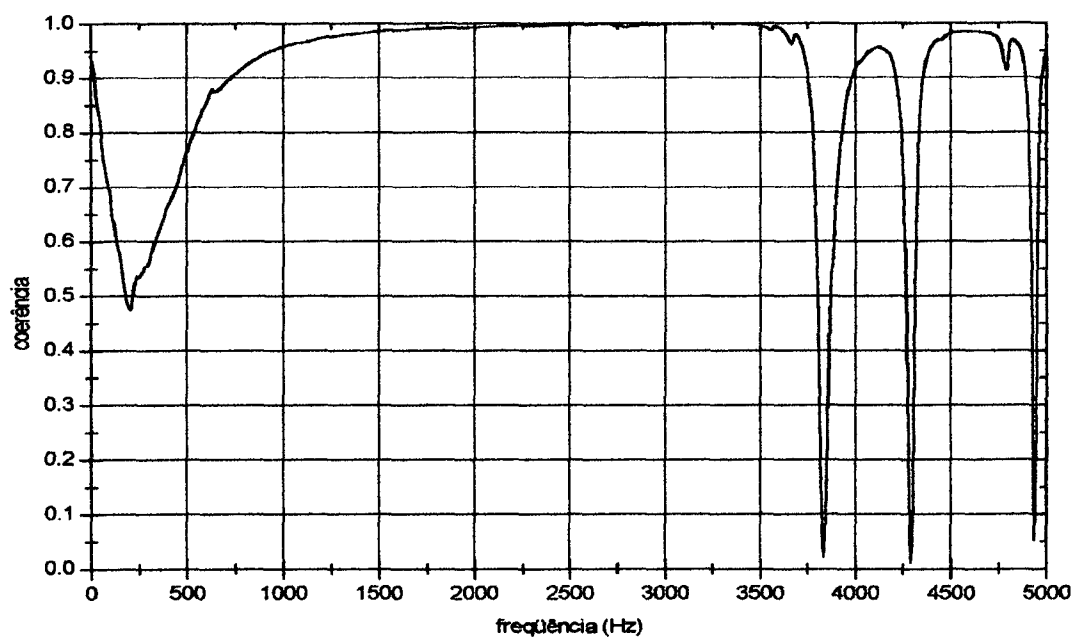


Figura 24 – Coerência da curva experimental da Figura 23.

Os quatro primeiros modos de vibração, modos complexos obtidos pelo método modal, da carcaça com a lâmina de óleo depositada em seu fundo são mostrados nas Figuras 25 e 26. A Figura 27 mostra os modelos acoplados, no entanto, nesta a cavidade não foi incluída para facilitar a visualização.

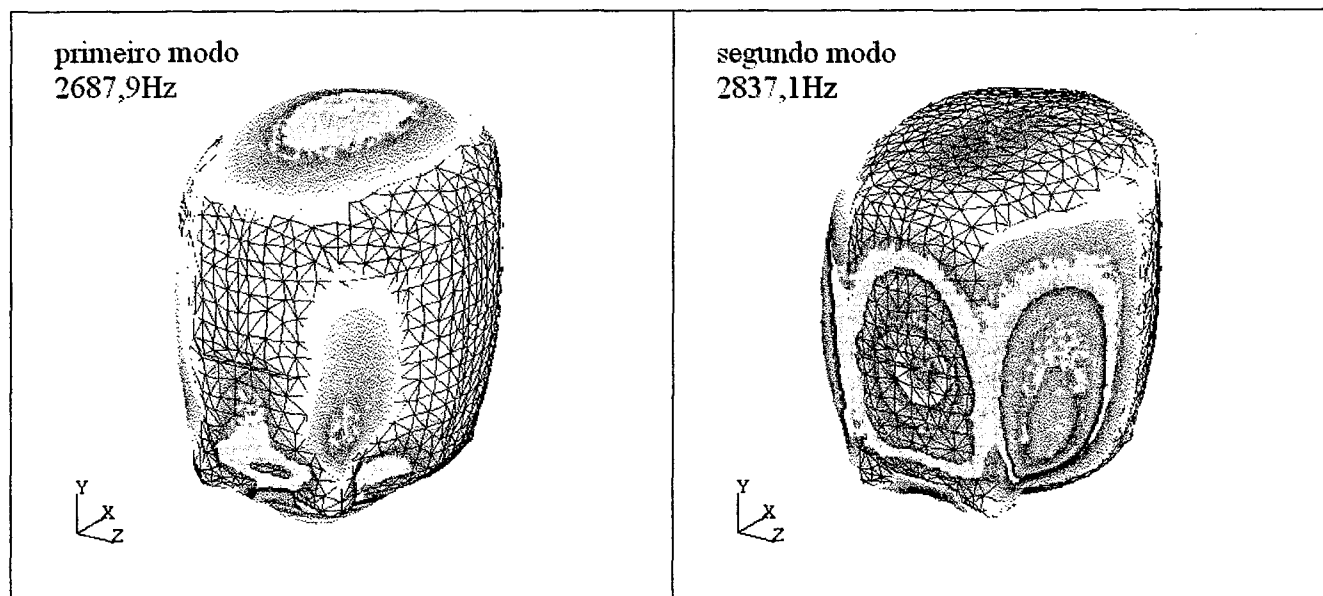


Figura 25 – Primeiro e segundo modos de vibração da carcaça com óleo.

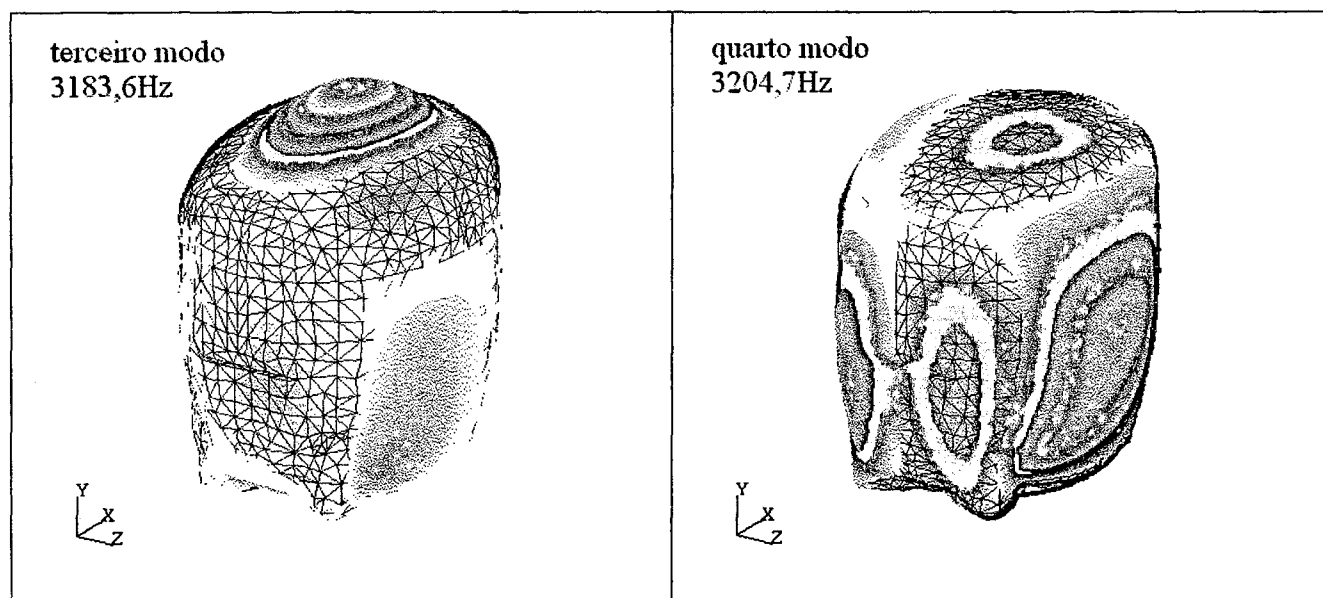


Figura 26 – Terceiro e quarto modos de vibração da carcaça com óleo.

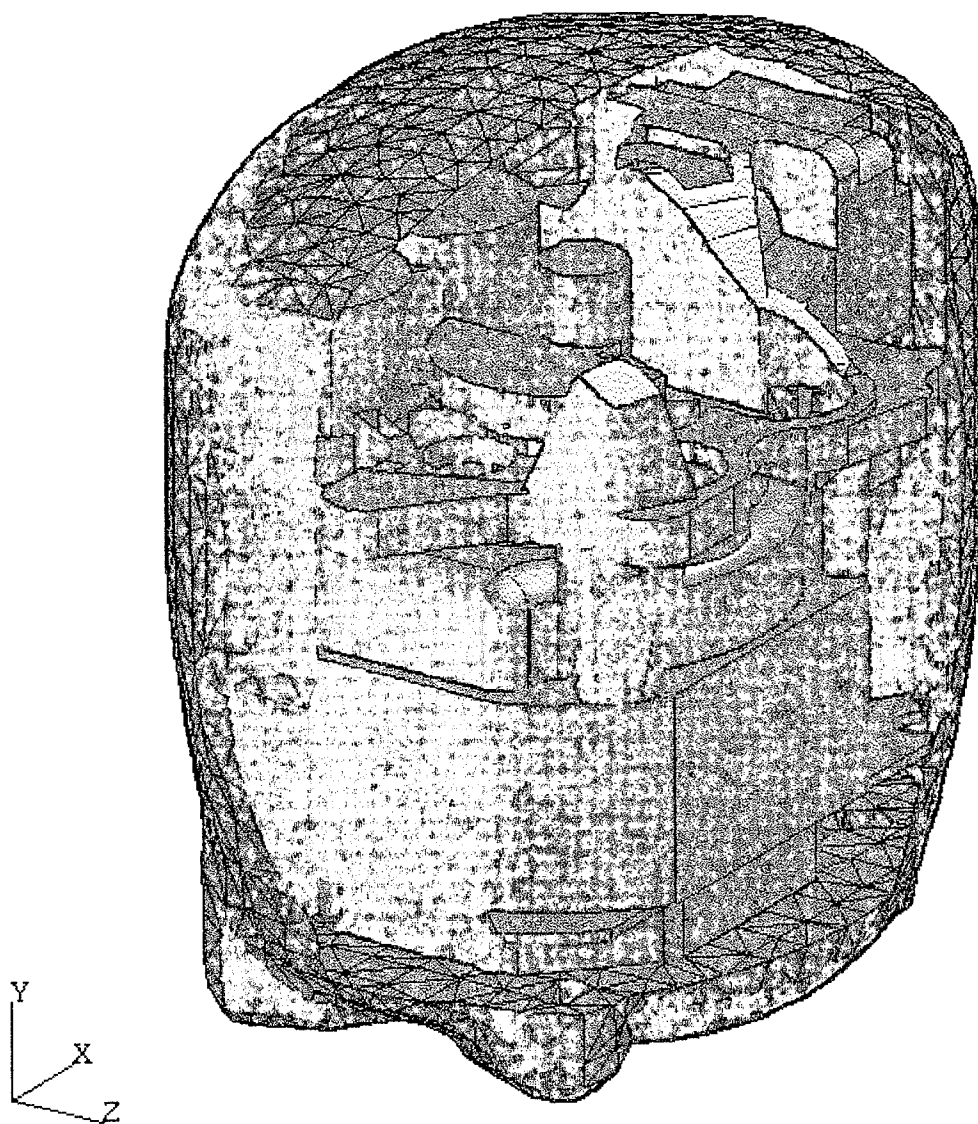


Figura 27 – Modelos acoplados de carcaça, *kit* e óleo.

3. Análise do Campo Sonoro na Cavidade

Nesse capítulo serão apresentadas as análises realizadas e alguns comentários a respeito da importância da cavidade para a propagação da energia vibratória gerada no interior de um modelo de compressor hermético.

Entre as fontes de excitação da cavidade, as observadas no presente trabalho foram a irradiação da superfície do *kit* como um todo, assim como de seus componentes isoladamente de acordo com a Figura 21, e a pulsação do gás na entrada do bocal do *muffler* de sucção provocada pela intermitência do fluxo.

Verificou-se, também, o comportamento da cavidade, de acordo com as modificações na carcaça, influência dos amortecimentos do gás e estrutural da carcaça, alterações na localização do bocal do *muffler*, e uma simulação do emprego de outros gases no funcionamento do compressor.

3.1. Irradiação da Superfície do Kit

Uma superfície, ao vibrar, cede parte de sua energia ao ambiente que a cerca através de irradiação. Isto ocorre porque as partículas do fluido que estão em contato com a superfície vibram com a mesma velocidade desta, chocando-se com as partículas adjacentes, que por sua vez, chocam-se com outras, resultando em uma onda que se propaga através do meio.

Quando esse meio encontra-se em um ambiente fechado, essa energia é transmitida a outras superfícies. Geralmente, a energia transmitida dessa forma é de pequena influência, porém, quando a frequência de oscilação da onda coincide com uma frequência natural do ambiente, a propagação de energia pode tornar-se considerável.

Da mesma forma, o *kit*, que é montado sobre molas, vibra devido principalmente ao processo de compressão, e parte dessa energia é passada para a cavidade, sendo transmitida para a carcaça. Assim, para quantificar essa energia, e saber, dentre os componentes do conjunto moto-compressor,

quais os que mais contribuem, foram medidos os níveis de vibração (aceleração) em alguns pontos da superfície do *kit*.

Os valores de aceleração do *kit* usados no modelo numérico foram adquiridos durante o funcionamento normal do compressor, sendo medidos nas direções normais às superfícies do mesmo, em 31 pontos, com o auxílio de dois acelerômetros, um deles fixado sempre em um mesmo ponto para servir de referência na obtenção das diferenças de fases entre os sinais. No experimento utilizou-se um analisador espectral, medindo-se as acelerações até a frequência de 6,4kHz com 3200 linhas espectrais. A Figura 28 representa um esquema deste experimento.

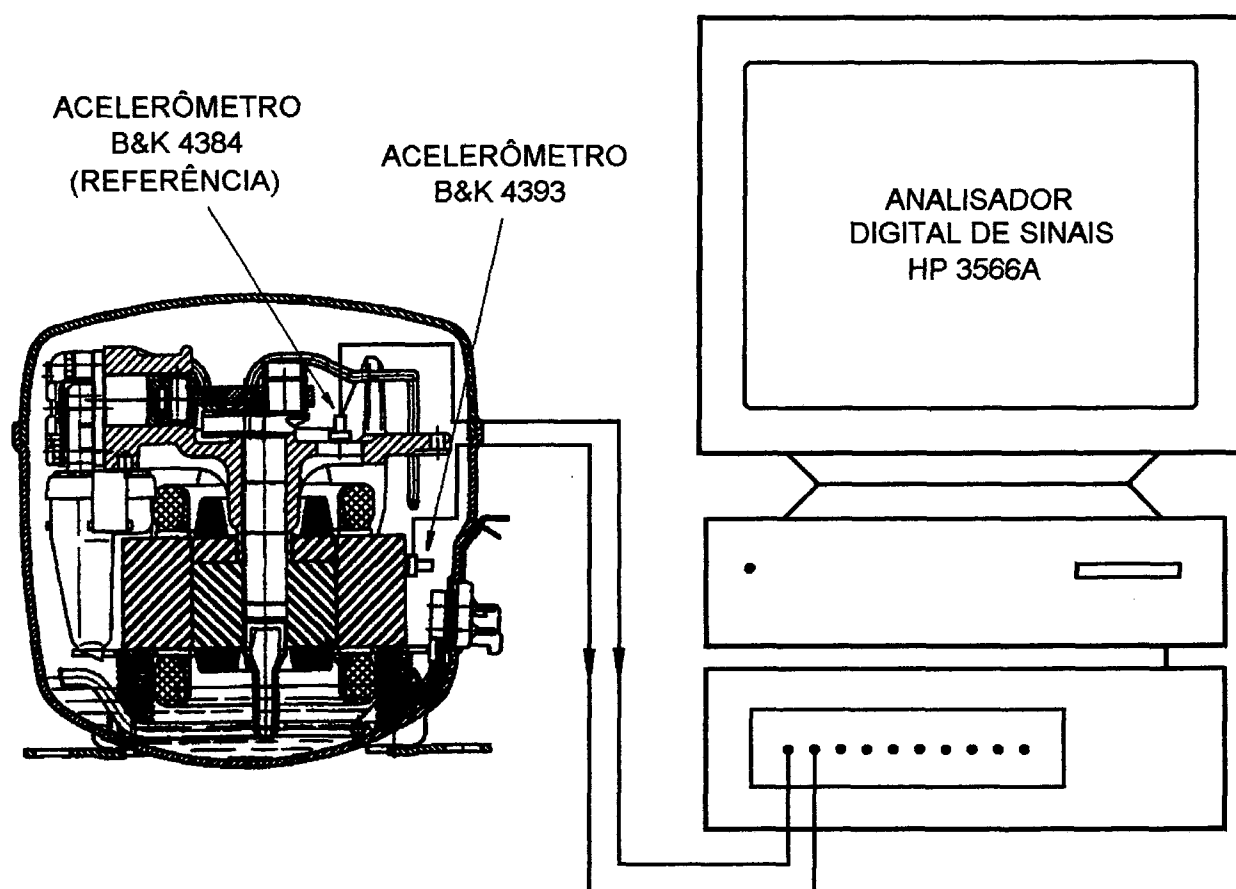


Figura 28 – Esquema do experimento utilizado na determinação das acelerações da superfície do conjunto moto-compressor.

Esses valores foram impostos aos nós correspondentes no modelo de FEM, deixando que a própria rigidez dos elementos de placa utilizados transmitisse as acelerações para os demais nós.

Para essas análises, utilizou-se um modelo acoplado com óleo, cavidade, carcaça e conjunto moto-compressor e condições de contorno de corpo livre no espaço.

Inicialmente foi observada a contribuição do *kit* como um todo, sendo analisada a pressão média espacial no interior da cavidade, utilizando-se a média da pressão sonora calculada em 38 nós de um total de 21136 elementos e 5419 nós do modelo utilizado, e a velocidade média espacial da carcaça, velocidade normal à superfície, calculada em 35 nós de um total de 1689 nós em 3374 elementos.

Posteriormente, as análises foram realizadas considerando a contribuição isolada de cada um dos componentes do *kit* (tampa do cilindro, bloco, estator e *muffler*). Para garantir que os comportamentos das superfícies fossem sempre os mesmos nas diversas análises, optou-se por utilizar o modelo completo do conjunto moto-compressor em todos os casos, porém, definindo quais seriam os nós da cavidade que teriam interação com os nós do *kit*.

As Figuras 29 a 32 mostram comparações através de espectros em banda estreita de frequência, $\Delta f = 5,62\text{ Hz}$, entre a pressão sonora média (espacial) considerando a excitação proporcionada por todo o *kit* e a pressão média gerada pela vibração de parte dele. Observa-se que o estator é responsável pela maior contribuição para o campo sonoro na cavidade. A vibração da superfície do *muffler* contribui de forma um pouco mais significativa do que o bloco. A tampa de válvulas, que possui a função estrutural de suportar a força resultante da pressão no cilindro e devido ao fato de estar fixada ao bloco através de quatro parafusos, seria esperado apresentar altos níveis de resposta dinâmica. Entretanto, sua contribuição para o campo sonoro na cavidade é a menos importante na maioria das faixas importantes do espectro de frequência. A Figura 37 mostra estas mesmas comparações através do espectro em faixas de 1/3 de oitava.

As Figuras 33 a 36 mostram comparações de espectros em faixas estreitas de frequência ($\Delta f = 5,62\text{ Hz}$) das respostas médias espaciais (de 38 pontos) da carcaça, na forma de velocidade, quando é excitada por todo o *kit* ou por uma parte apenas. Os resultados são análogos aos da pressão na cavidade, indicando o estator como sendo o componente cuja irradiação para a cavidade proporciona uma maior resposta da carcaça. A Figura 38 mostra os mesmos resultados em bandas de terço de oitava.

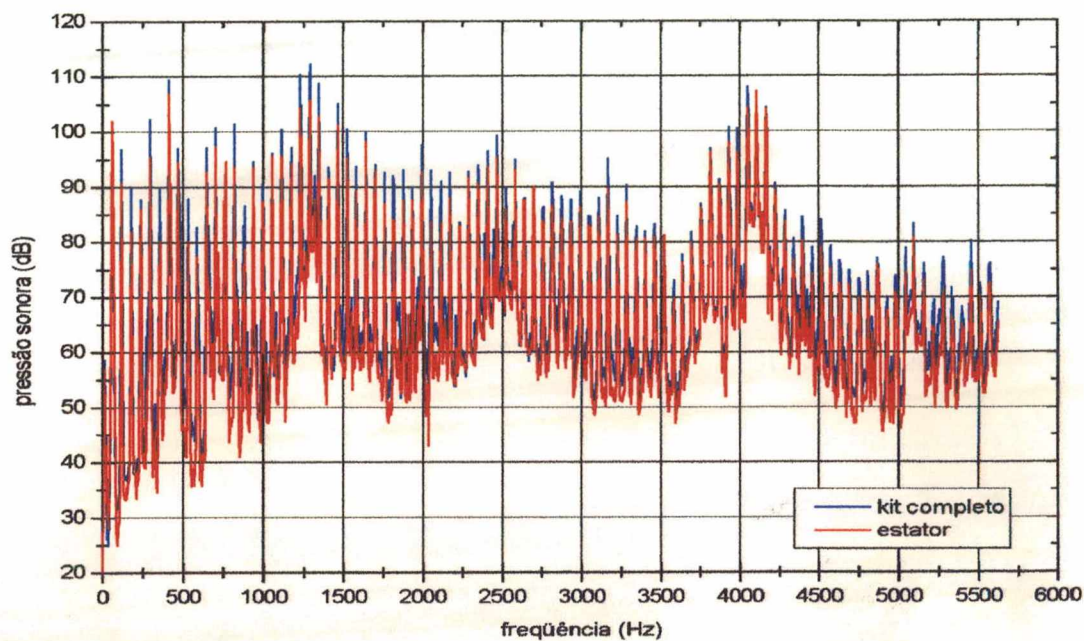


Figura 29 – Comparação entre a pressão sonora na cavidade quando a fonte de excitação é a irradiação da superfície do *kit* e do estator.

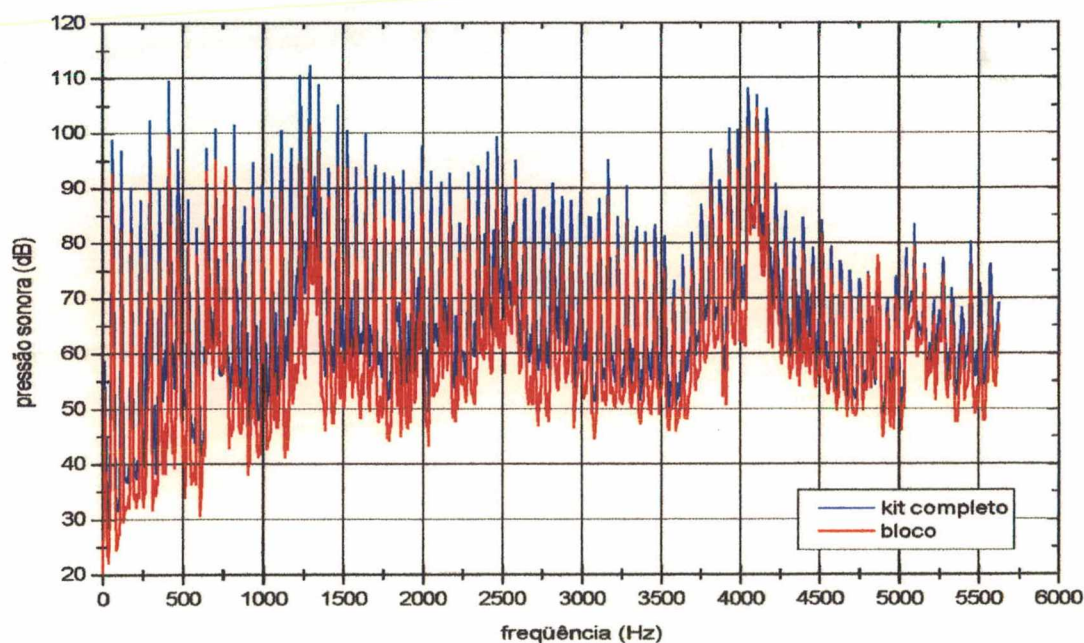


Figura 30 – Comparação entre a pressão sonora na cavidade quando a fonte de excitação é a irradiação da superfície do *kit* e do bloco.

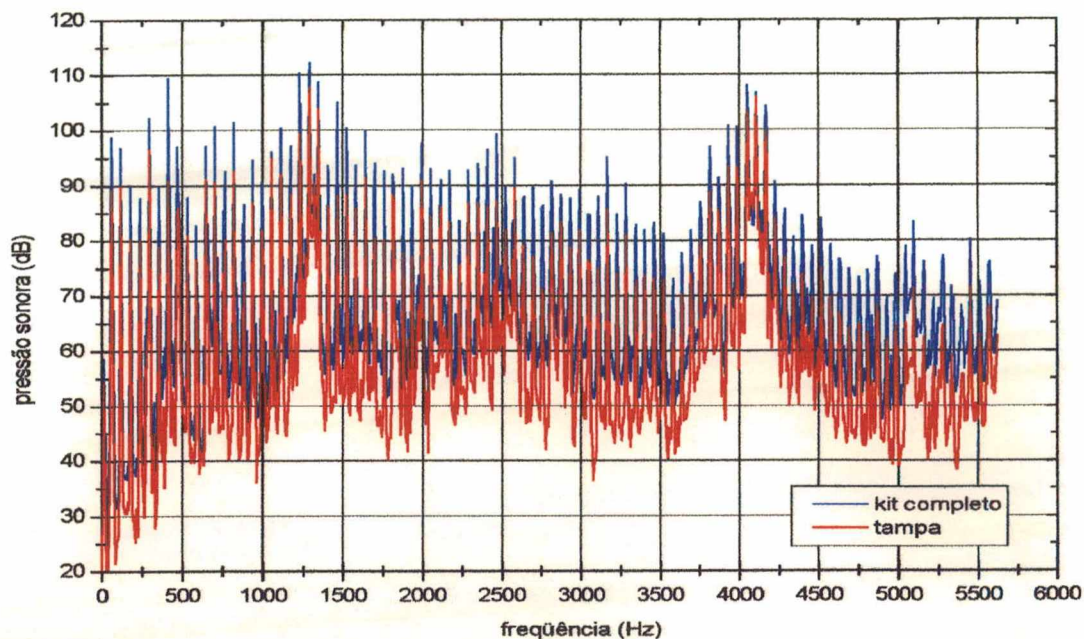


Figura 31 – Comparação entre a pressão sonora na cavidade quando a fonte de excitação é a irradiação da superfície do *kit* e da tampa do cilindro.

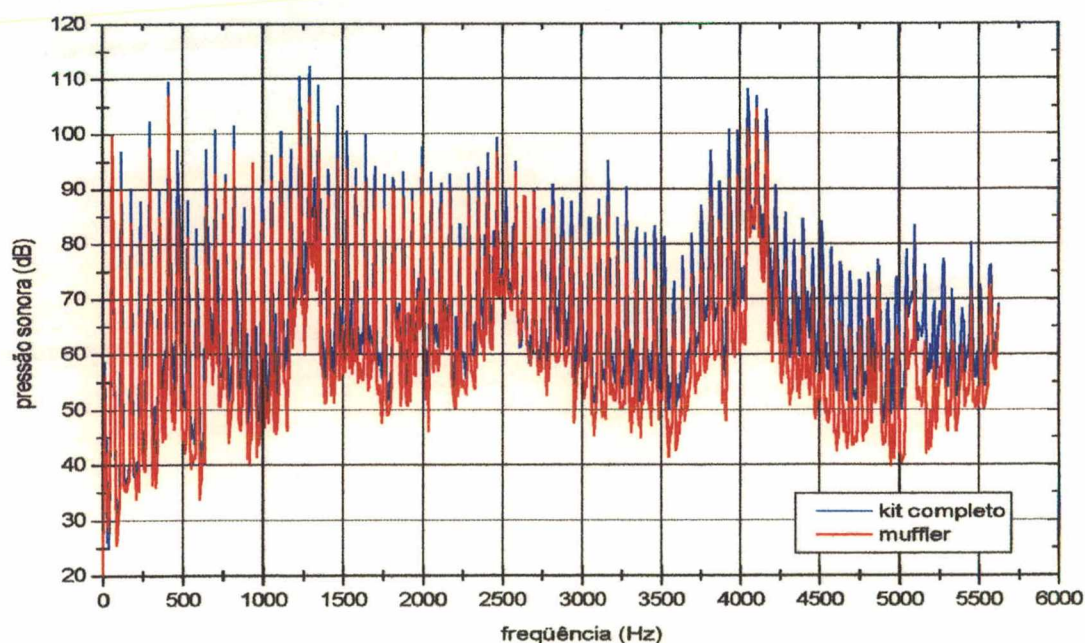


Figura 32 – Comparação entre as pressões sonora na cavidade quando a fonte de excitação é a irradiação da superfície do *kit* e do *mufler*.

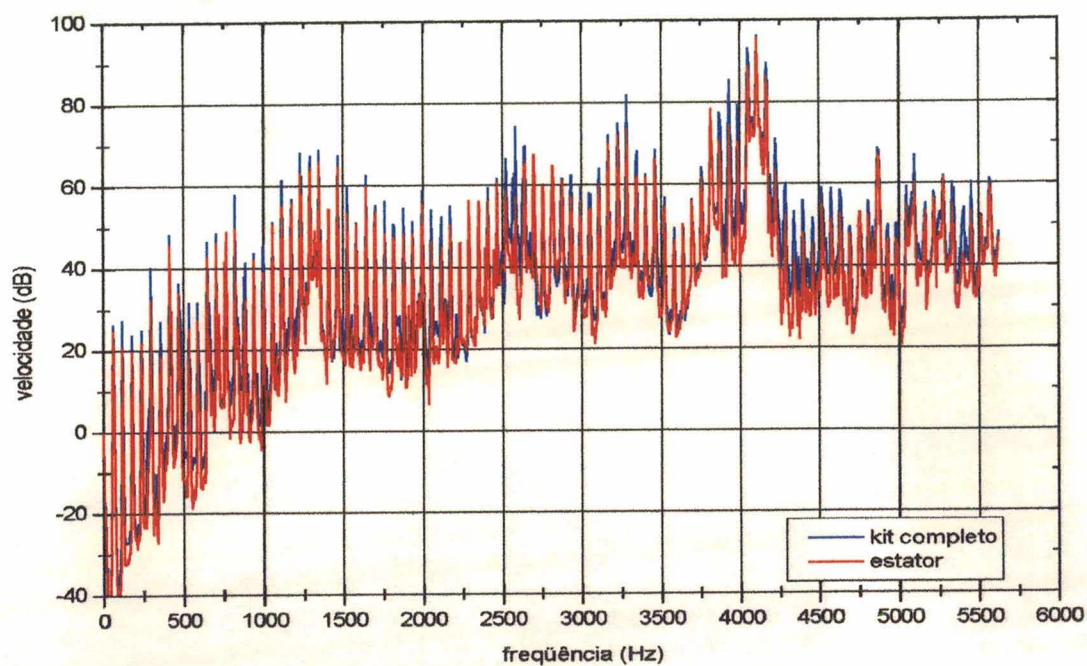


Figura 33 – Comparação entre as velocidades da carcaça quando a fonte de excitação é a irradiação da superfície do *kit* e do estator.

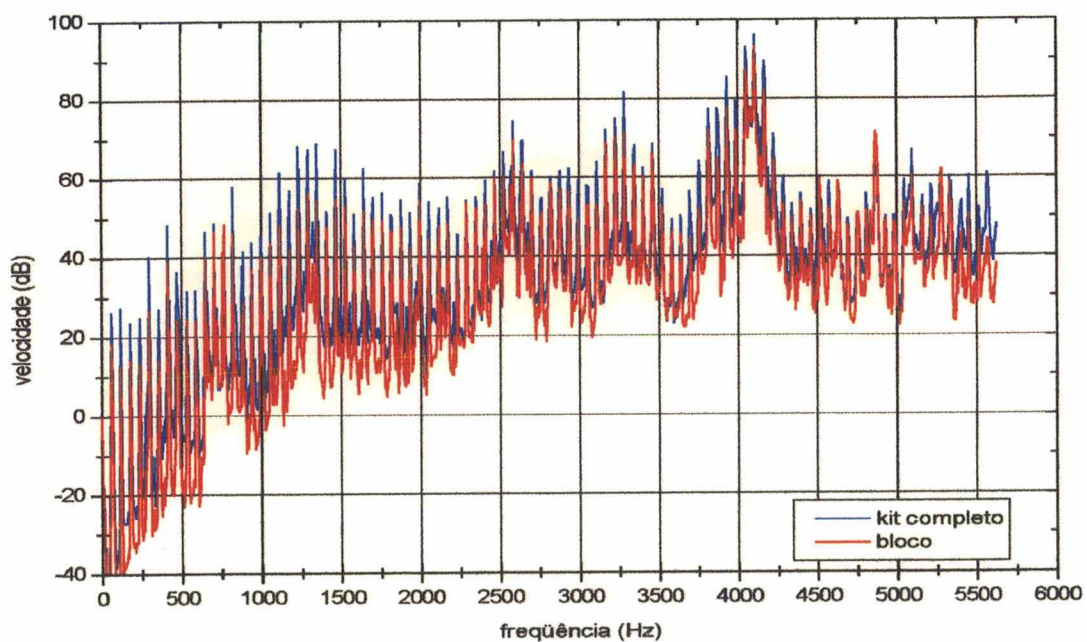


Figura 34 – Comparação entre as velocidades da carcaça quando a fonte de excitação é a irradiação da superfície do *kit* e do bloco.

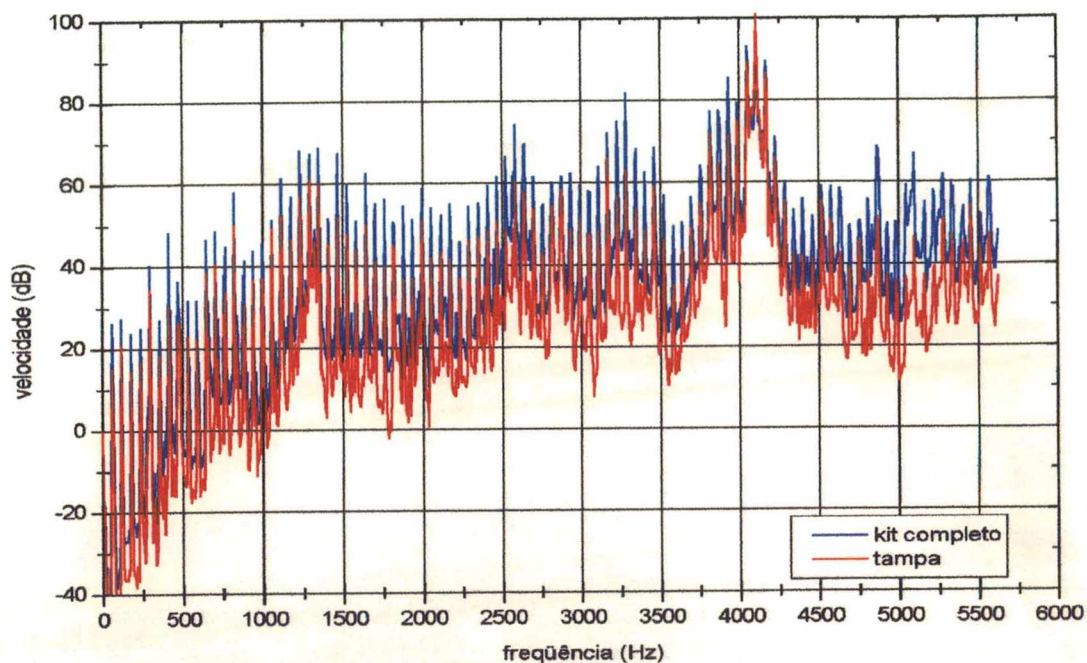


Figura 35 – Comparação entre as velocidade da carcaça quando a fonte de excitação é a irradiação da superfície do *kit* e da tampa do cilindro.

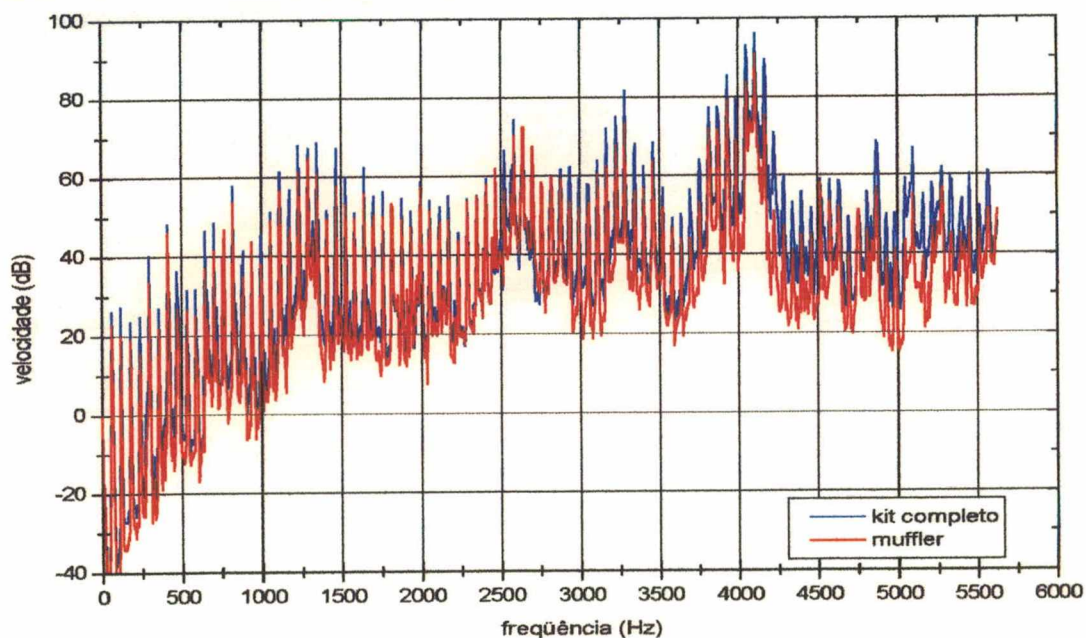


Figura 36 – Comparação entre as velocidades da carcaça quando a fonte de excitação é a irradiação da superfície do *kit* e do *muffler*.

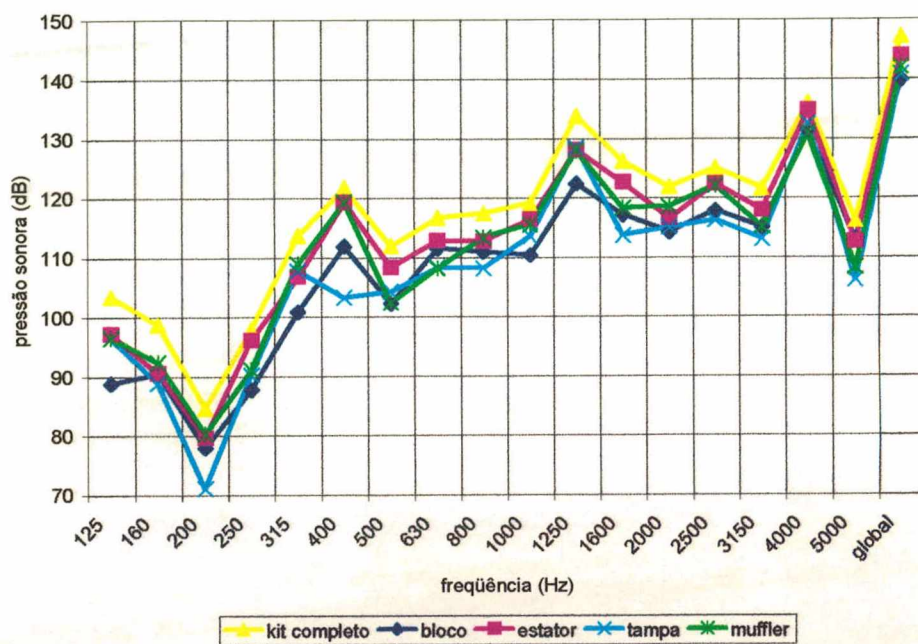


Figura 37 – Níveis de pressão sonora na cavidade em banda de 1/3 de oitava de acordo com a irradiação da superfície do *kit* e de seus componentes.

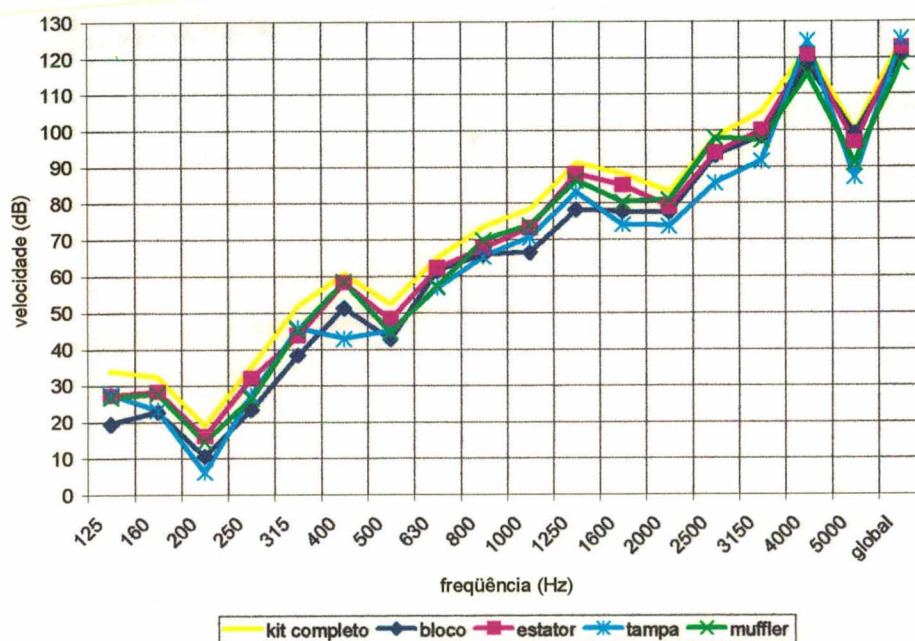


Figura 38 – Nível de vibração da carcaça, velocidade em banda de 1/3 de oitava, tendo a irradiação da superfície do *kit* e de seus componentes como fonte de excitação.

Em todas as figuras que mostram curvas de respostas em espectros de bandas estreitas de frequência observa-se a existência de picos distribuídos em toda a faixa de estudo. Estes, se dão na frequência de 60Hz e de seus harmônicos, acreditando-se que sejam provenientes do processo de compressão, na abertura ou fechamento das válvulas, pois o motor elétrico tem rotação de 3600rpm, equivalente aos 60Hz da frequência da rede elétrica usada durante o funcionamento do compressor nas medições das acelerações na superfície do *kit*.

3.2. Pulsação do Gás no Bocal do Muffler de Sucção

Em um compressor alternativo de pistão único, o processo de compressão inicia-se com o pistão localizado no ponto morto superior deslocando-se para o ponto morto inferior. No início desse movimento, a válvula de sucção abre-se, permitindo a passagem do gás para o interior do cilindro. Ao final de seu curso, o pistão tem o sentido de seu movimento invertido, retornando ao ponto morto superior. Instantes antes de atingir o ponto morto superior, a pressão no cilindro é suficiente para abrir válvula de descarga e o gás escoar para a linha de descarga.

Desta forma, o fluxo do gás sofre abruptas interrupções durante o processo de compressão, ocasionando pulsações nas linhas de sucção e de descarga. Os efeitos destas são atenuados pelo uso de câmaras de expansão. Na linha de sucção, essa câmara é denominada de *muffler*. Porém, essas câmaras possuem eficiência limitada devido ao espaço restrito disponível e à resistência ao fluxo.

O efeito da pulsação do gás no bocal de sucção do *muffler* foi analisado e, para tal, foi necessário fazer modificações na malha da cavidade, adicionando a geometria do bocal, resultando em uma nova malha com 21407 elementos e 5507 nós. A Figura 39 mostra, em corte, as malhas utilizadas nas análises da irradiação da superfície do *kit* e pulsação do gás, respectivamente, destacando a modificação realizada.

A potência sonora da fonte da pulsação do gás utilizada nesse trabalho foi medida experimentalmente. Para isso, mediu-se a pressão sonora no interior do *muffler* através do uso de um transdutor de pressão, de acordo com a Figura 40.

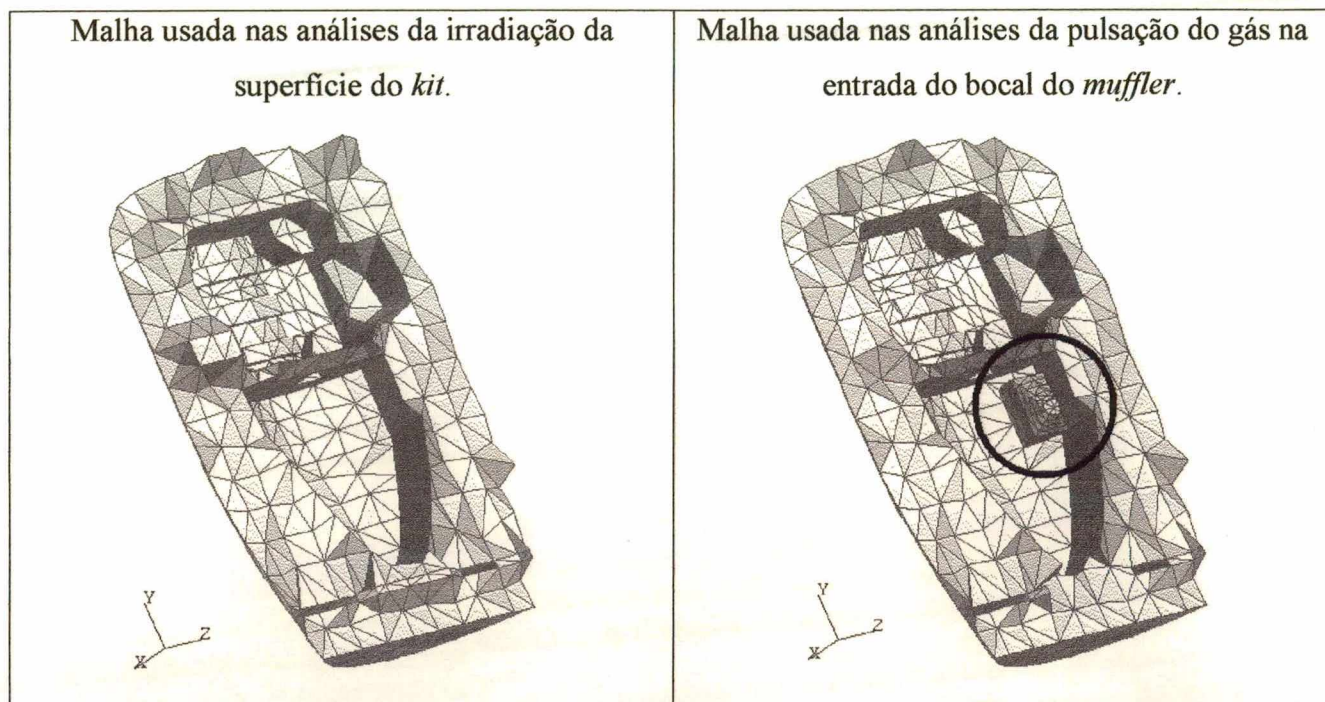


Figura 39 – Comparação entre as malhas da cavidade utilizadas nas análises para irradiação do *kit* e pulsação do gás.

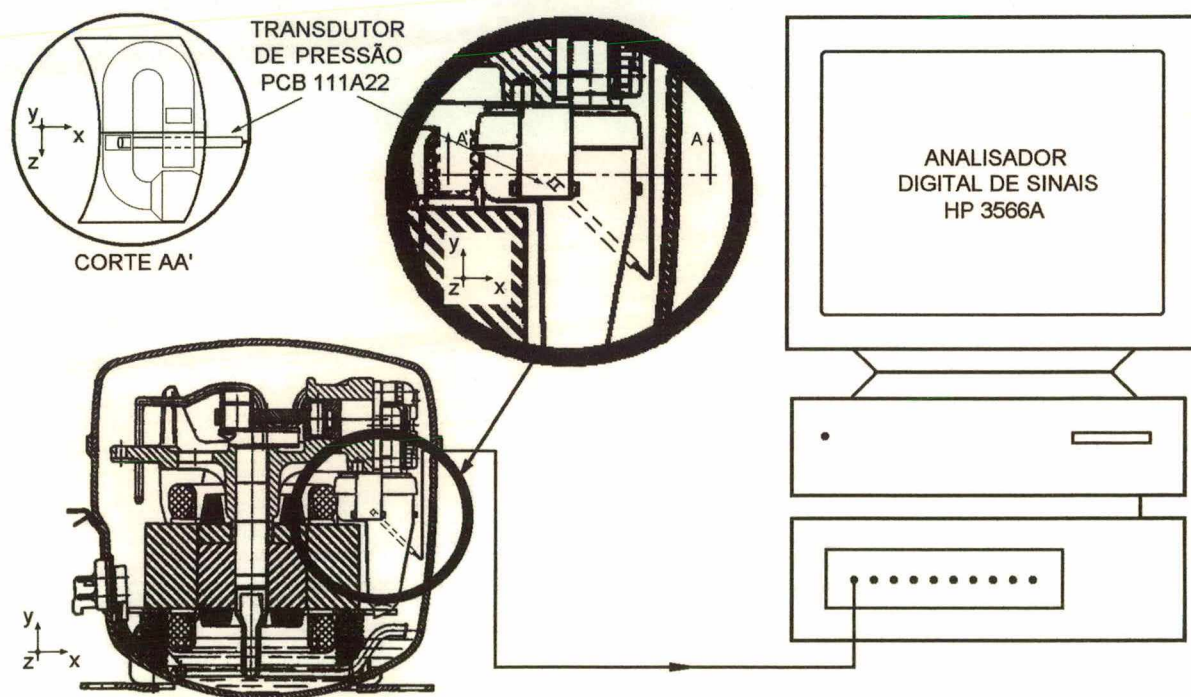


Figura 40 – Esquema do experimento realizado para a determinação da potência sonora do bocal do *muffler* de sucção.

A potência sonora é dada por:

$$W_{rad} = \frac{1}{2} \text{Re} \left\{ P(x) \cdot \vec{v}^*(x) \right\} A_{tubo} \quad (3.01)$$

sendo W_{rad} a potência irradiada;

$P(x)$ a pressão sonora no ponto x ;

$\vec{v}^*(x)$ a velocidade de partícula conjugada no ponto x ;

A_{tubo} a área da seção transversal do tubo.

Considerando o tubo do *muffler* entre o ponto de medição da pressão sonora e a entrada do bocal como sendo um tubo reto, de seção constante e com paredes rígidas, então a pressão sonora em qualquer ponto x e instante t , $P(x,t)$, nesse tubo é resultante da soma de duas ondas de pressão que se deslocam em sentido contrário, obtendo-se a Equação (3.02).

$$P(x,t) = (Ae^{-j k x} + Be^{j k x}) e^{j \omega t} \quad (3.02)$$

em que A é a amplitude da onda que se desloca de $x = 0$ para $x = l$;

B , a amplitude da onda que se desloca de $x = l$ para $x = 0$;

k , o número de onda;

ω , a frequência da onda em rad/s.

Substituindo-se a Equação (3.02) na Equação de Euler [28] para uma onda unidimensional e homogênea, Equação (3.03), e desenvolvendo, chega-se à Equação (3.04).

$$\rho \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = - \frac{\partial P}{\partial x} \quad (3.03)$$

$$\vec{v}(x,t) = \frac{1}{\rho c} (Ae^{-j k x} - B e^{j k x}) e^{j \omega t} \quad (3.04)$$

Em um sistema de coordenadas unidimensional arbitrário, o ponto de medição da pressão sonora foi localizado na origem e a entrada do bocal no ponto $x = l$, assim as condições de contorno para o problema foram de acordo com a Figura 41.

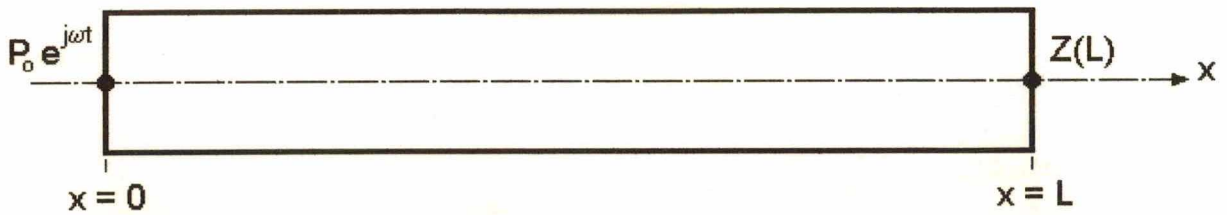


Figura 41 – Condições de contorno consideradas na medição da potência sonora irradiada pelo *muffler* de sucção.

onde $Z(l)$ é a impedância acústica no ponto $x = l$, dado por:

$$Z(x) = \frac{P(x)}{\vec{v}(x)} \quad (3.05)$$

Substituindo-se as expressões (3.02) e (3.04) na Equação (3.05) e desenvolvendo, obtém-se

$$A = \frac{P_0 (Z(l) + \rho c)}{Z(l) + \rho c + e^{-2jkl} (Z(l) - \rho c)} \quad (3.06)$$

e

$$B = A e^{-2jkl} \left(\frac{Z(l) - \rho c}{Z(l) + \rho c} \right) \quad (3.07)$$

A impedância acústica na entrada do bocal do *muffler* foi determinada numericamente, utilizando FEM. Para isso, modelou-se um tubo reto de seção circular de diâmetro constante, $d=7\text{mm}$, e comprimento $l=23,8\text{mm}$, que foi adicionado à malha da cavidade, fazendo com que esta passasse a ter 21552 elementos e 5607 nós. A Figura 42 mostra a malha da cavidade, em corte, utilizada para a determinação da impedância acústica, destacando as modificações realizadas.

Utilizando somente a malha da cavidade (modelos desacoplados), foi imposta uma excitação na extremidade do tubo ($x = 0$), através de uma pressão sonora unitária e uniformemente distribuída na seção, e calcularam-se a pressão sonora e a velocidade de partícula na outra extremidade do tubo ($x = l$), entrada do bocal do *muffler*. Desta forma, chegou-se à impedância pelo emprego da Equação (3.05).

Com a impedância, definida numericamente, e a pressão P_0 , determinada experimentalmente, calcularam-se as constantes A e B , chegando-se a pressão sonora, $P(l,t)$, e a velocidade de partícula, $\vec{v}(l,t)$, conseqüentemente, obtendo-se a potência sonora irradiada pelo *muffler*.

De posse da potência sonora, esta foi introduzida em um modelo de FEM contendo as malhas da carcaça, óleo e cavidade (malha com bocal do *muffler* e sem o tubo) e condições de contorno de corpo livre no espaço. Calculando-se a pressão sonora média espacial no interior da cavidade e velocidade média espacial da carcaça, normal a mesma, ambos calculadas nos mesmos pontos do Item 3.1.

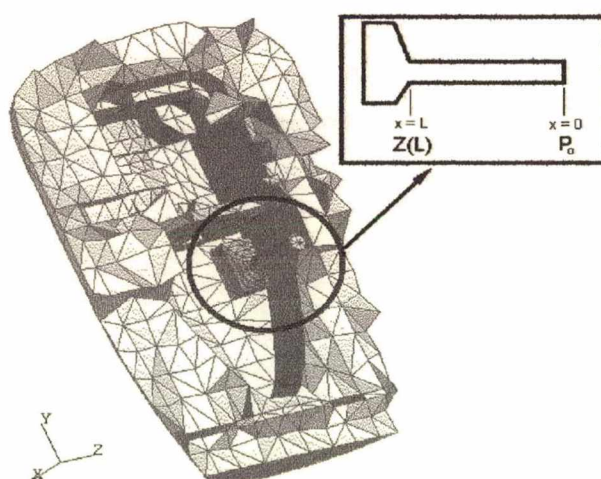


Figura 42 – Malha da cavidade utilizada para a determinação da impedância acústica no bocal do *muffler* de sucção.

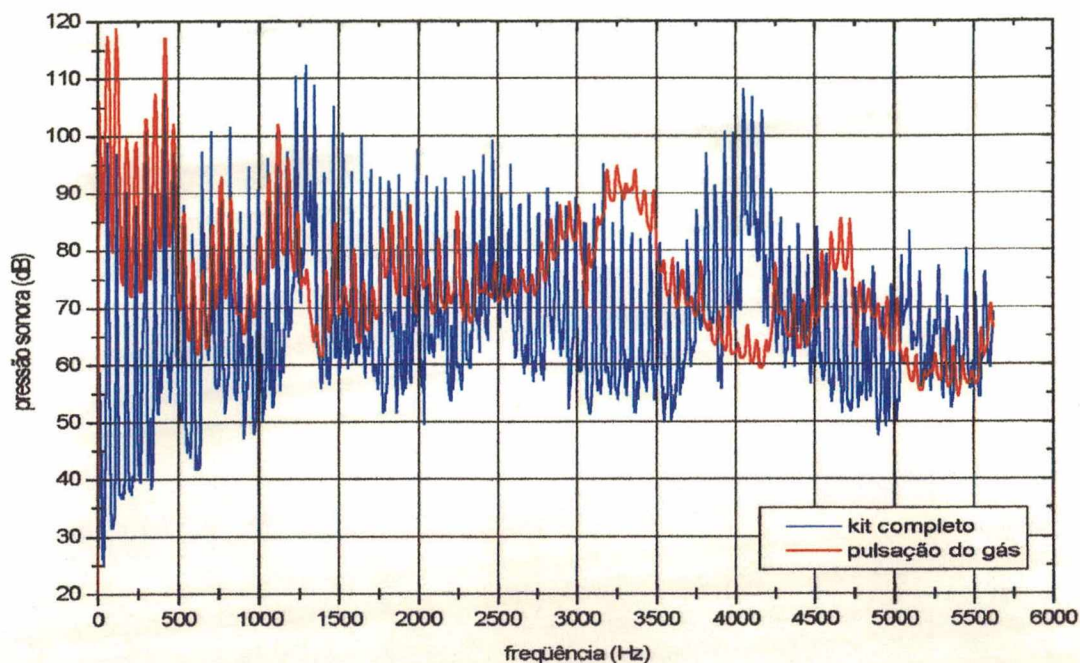


Figura 43 – Comparação das respostas da cavidade quando excitada pela irradiação da superfície do *kit* e pela pulsação do gás.

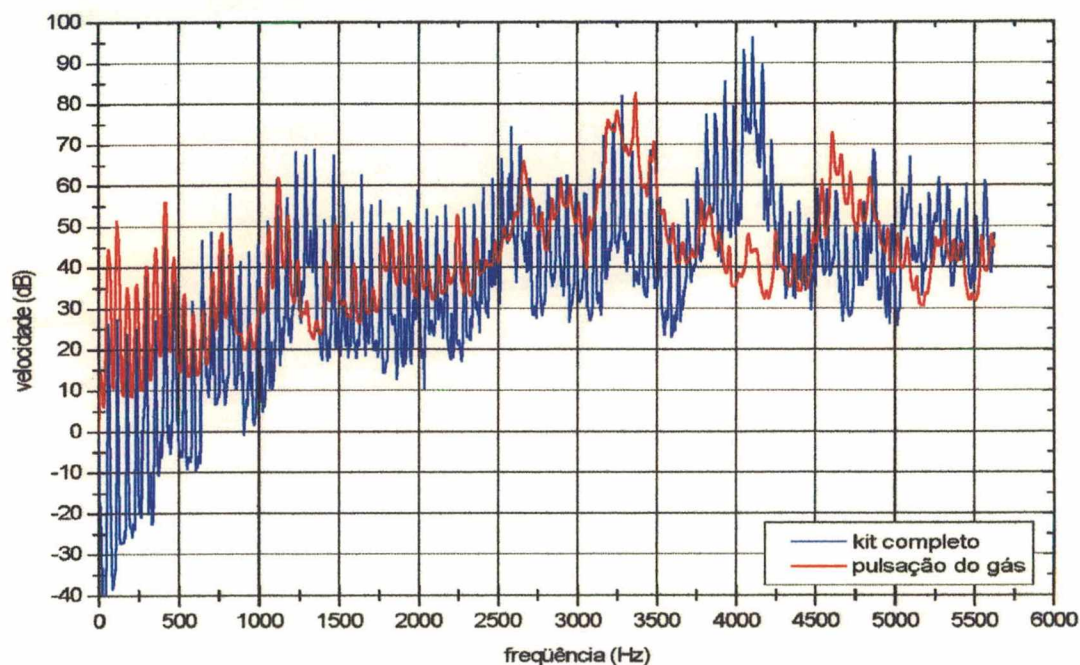


Figura 44 – Comparação das respostas da carcaça quando a fonte de excitação da cavidade é a irradiação da superfície do *kit* e a pulsação do gás.

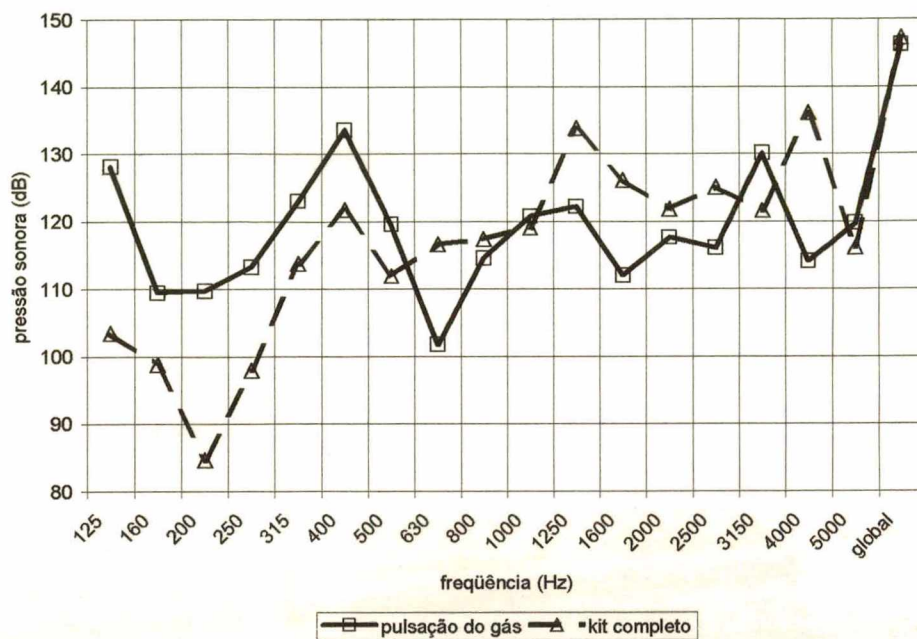


Figura 45 – Nível de pressão sonora na cavidade tendo como fontes de excitação a pulsação do gás e a irradiação da superfície do *kit*, em banda de 1/3 de oitava.

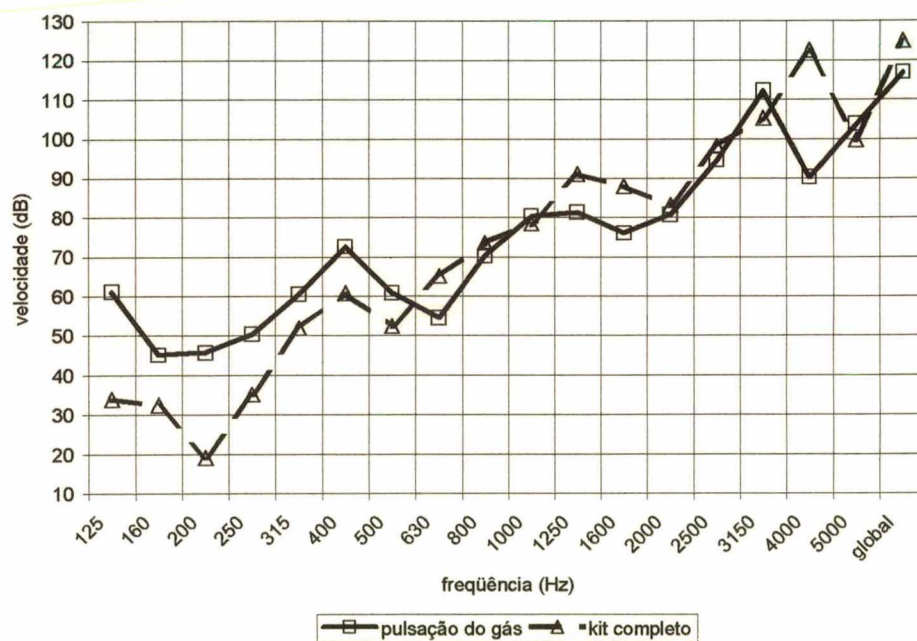


Figura 46 – Nível de vibração da carcaça tendo como fontes de excitação a pulsação do gás e a irradiação da superfície do *kit*, em banda de 1/3 de oitava.

Das Figuras 43 e 45, pressão sonora na cavidade, e Figuras 44 e 46, velocidade média da carcaça, verifica-se que a pulsação do *muffler* tem maior contribuição nas baixas frequências, até cerca de 500Hz, quando a irradiação das superfícies do *kit* torna-se mais acentuada.

3.3. Influência da Espessura da Carcaça

Sendo a carcaça o componente responsável pela irradiação da energia sonora para o ambiente, modificações nesta podem alterar os níveis do ruído gerado. Portanto, algumas alterações foram efetuadas, observando-se o comportamento da cavidade e da própria carcaça. No presente trabalho, estas modificações foram limitadas ao aumento da espessura da tampa em 1mm e, ainda, de seu corpo, isoladamente, onde o corpo da carcaça é definido como a parte inferior ao cordão de solda que o une à tampa. O caso da carcaça com toda a sua espessura com 4mm também foi analisado.

Para comparar o comportamento da carcaça mediante estas alterações, foram simulados, numericamente, as respostas em frequência para cada um dos casos, considerando a carcaça livre no espaço, aplicando-se uma força unitária normal à superfície em um determinado ponto da carcaça e calculando-se a aceleração normal induzida no mesmo, sendo este processo repetido para cada um dos 35 pontos utilizados para a média espacial da velocidade. Por fim, fez-se a média destes resultados, os quais são apresentados na Figura 47, na forma de níveis de aceleração, em faixa estreita de frequência.

As análises realizadas no item anterior foram repetidas, porém utilizando o modelo de carcaça com a espessura modificada, sendo os demais parâmetros, como amortecimentos e potência do *muffler*, mantidos constantes. Os resultados de resposta da carcaça com alterações na espessura estão mostradas nas Figuras 48 a 52. As alterações são: tampa com 4mm de espessura (Figura 48), corpo de 4mm de espessura (Figura 49) e carcaça completa com 4mm de espessura (Figura 50). Seus níveis de vibração estão mostradas na Figura 51, e as diferenças entre esses níveis, usando a carcaça normal como referência, encontram-se na Figura 52.

A Figura 53 mostra a pressão sonora na cavidade para os quatro casos (carcaça normal, com tampa de 4mm e corpo de 4mm e toda com 4mm). A Figura 54 mostra as diferenças entre os níveis de pressão sonora na cavidade, quando a carcaça tem a sua espessura modificada. Observa-se que a pressão sonora sofre pequenas alterações com a rigidez da carcaça, porém as diferenças verificadas são de pequena grandeza, de forma que a carcaça pode ser considerada rígida.

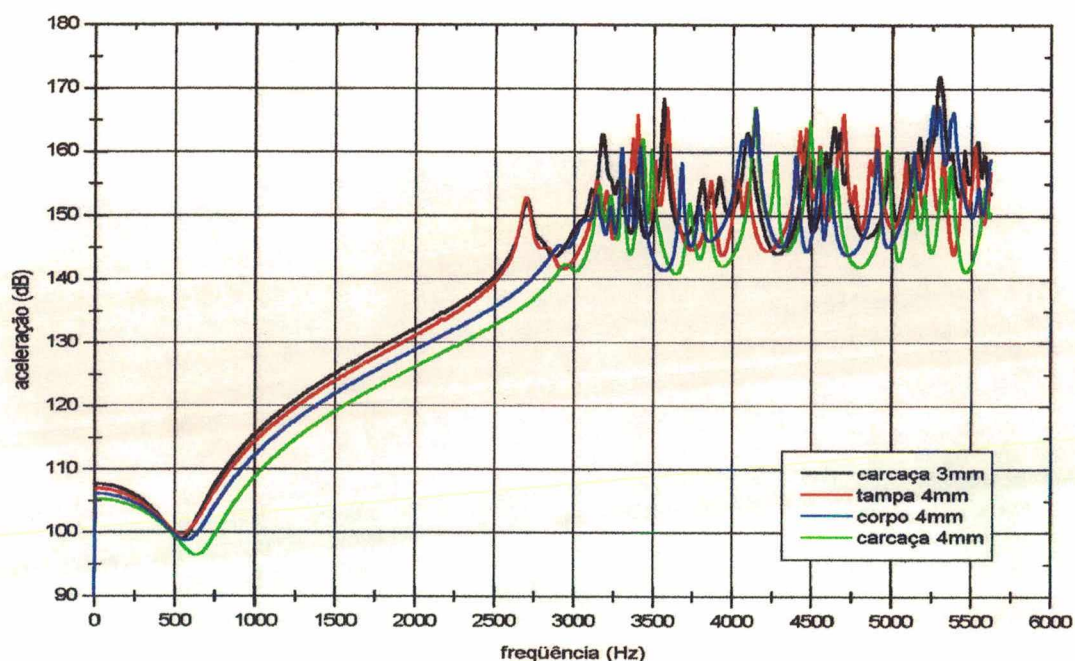


Figura 47 – Curvas de respostas em frequência (aceleração) médias da carcaça com óleo, de acordo com as suas espessuras.

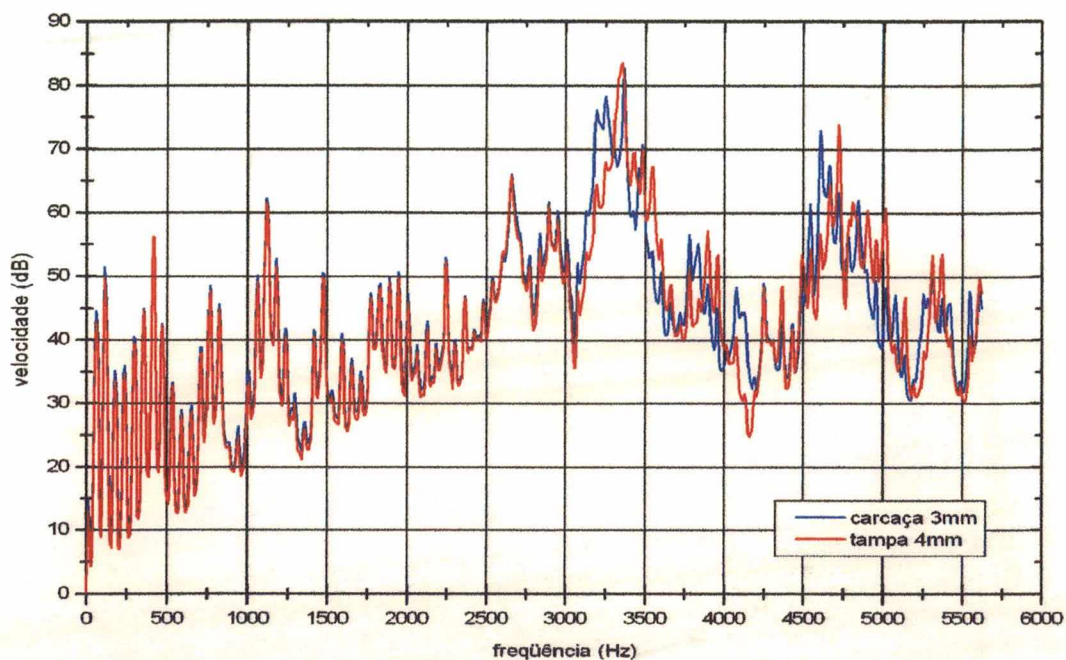


Figura 48 – Curvas de velocidade média, carcaça normal e com a tampa com espessura de 4mm.

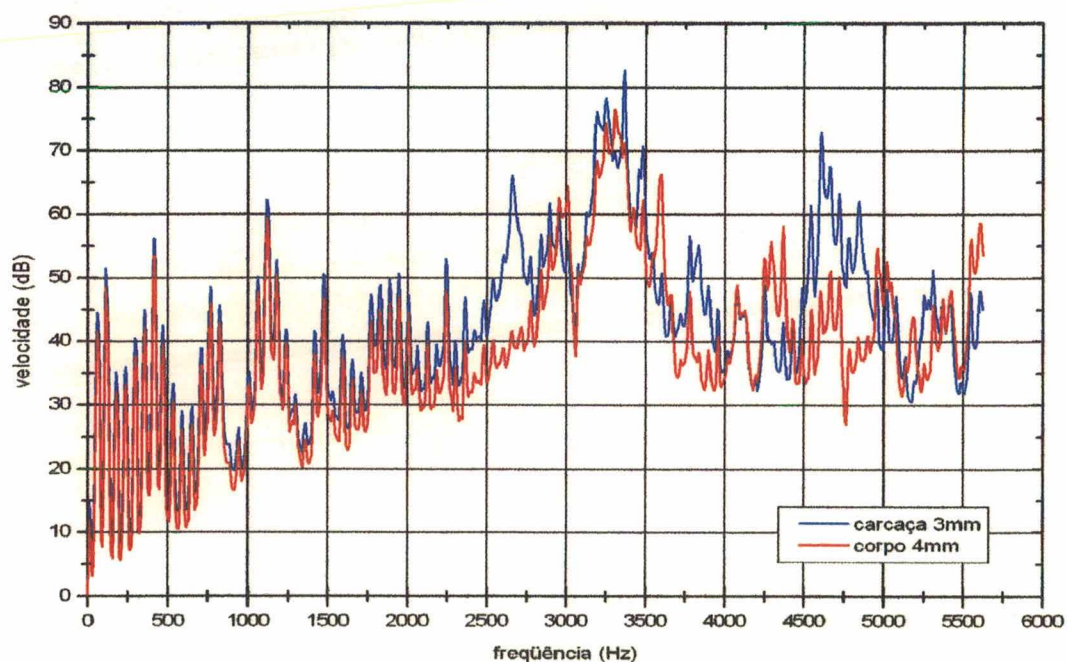


Figura 49 – Curvas de velocidade média, carcaça normal e com o corpo com espessura de 4mm.

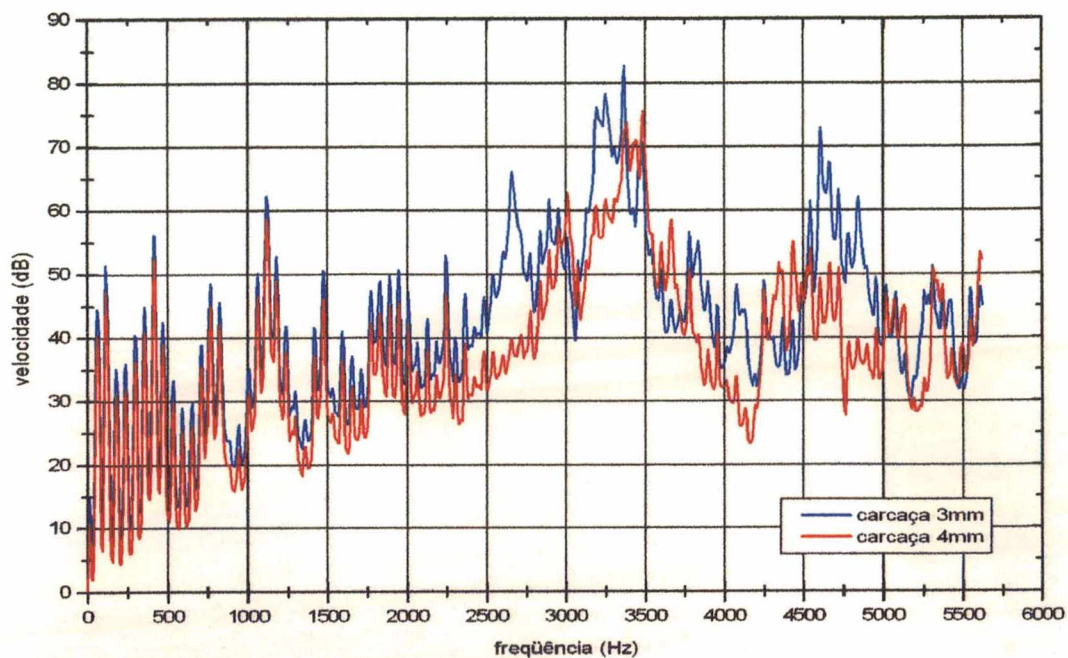


Figura 50 – Curvas de velocidade média, carcaça com 3 e 4mm de espessura.

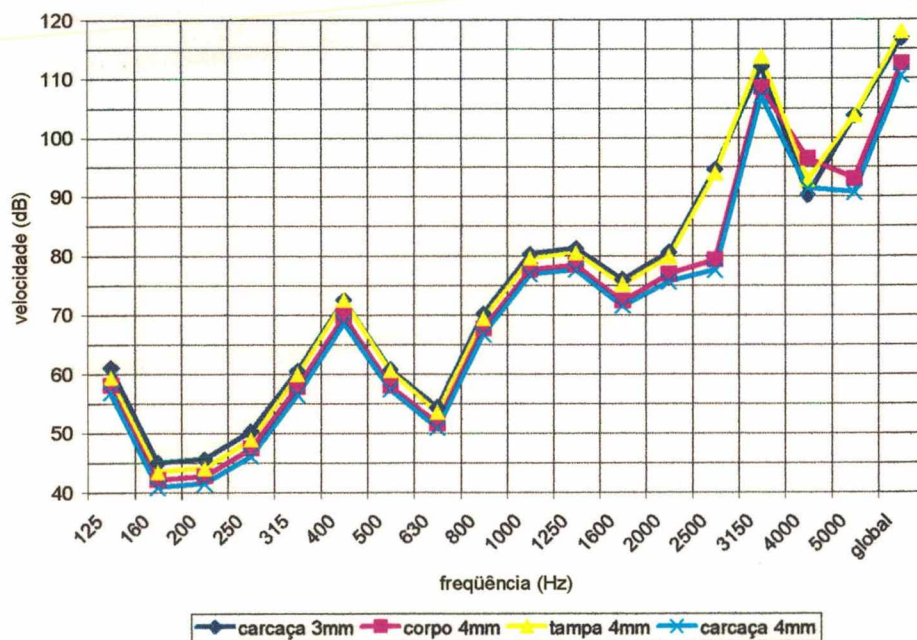


Figura 51 – Nível de vibração, velocidade, da carcaça com 3mm e tampa, corpo e toda com 4mm, em banda de 1/3 de oitava.

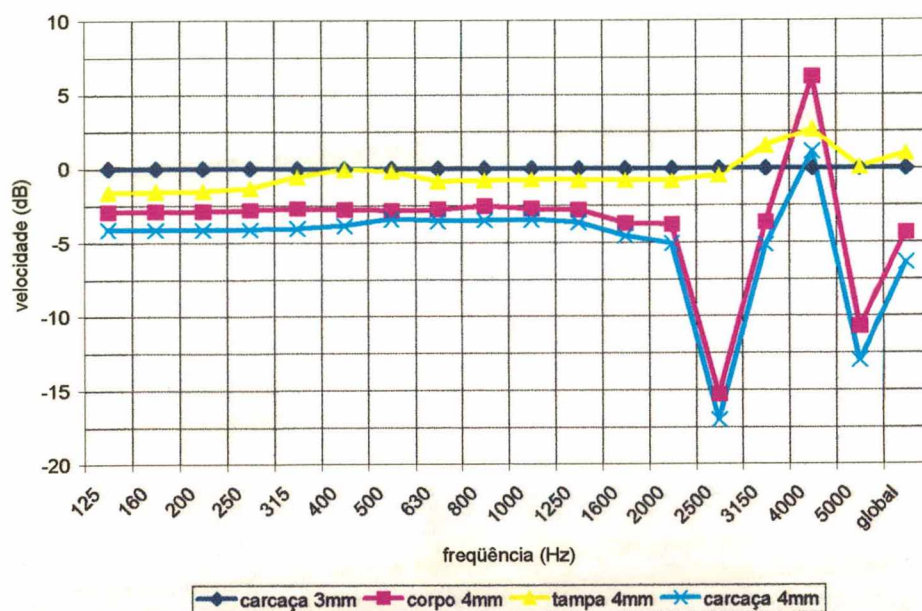


Figura 52 – Diferença entre os níveis de vibração da carcaça com 3mm e com a tampa, corpo e toda com 4mm, em banda de 1/3 de oitava.

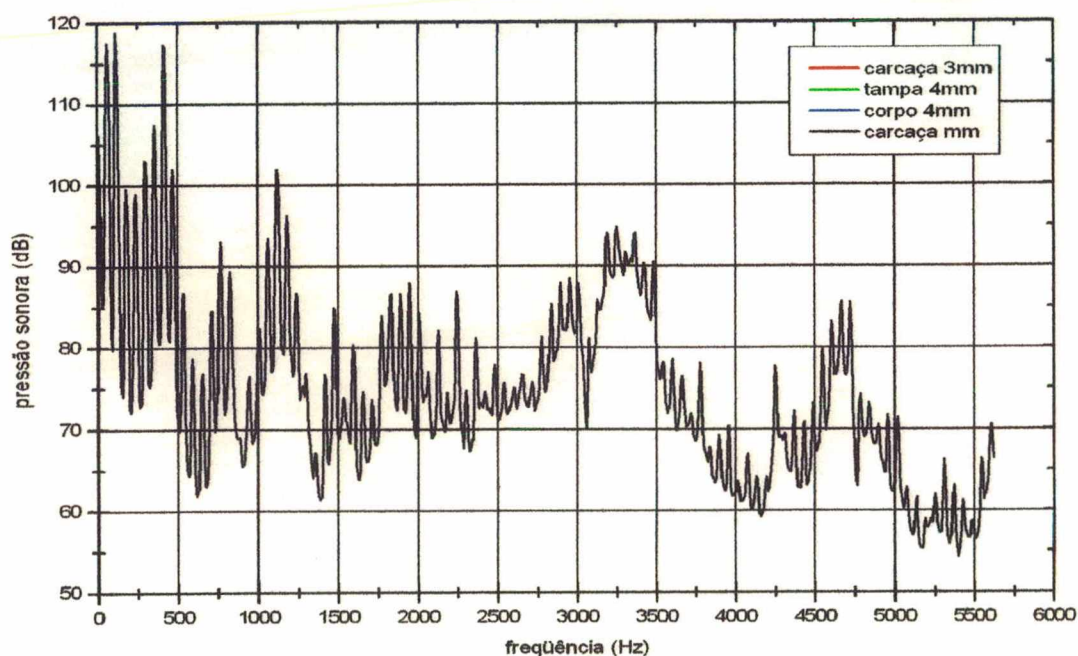


Figura 53 – Curvas de pressão sonora na cavidade para carcaça normal, e com espessura da tampa de 4mm, corpo de 4mm e toda com 4mm.

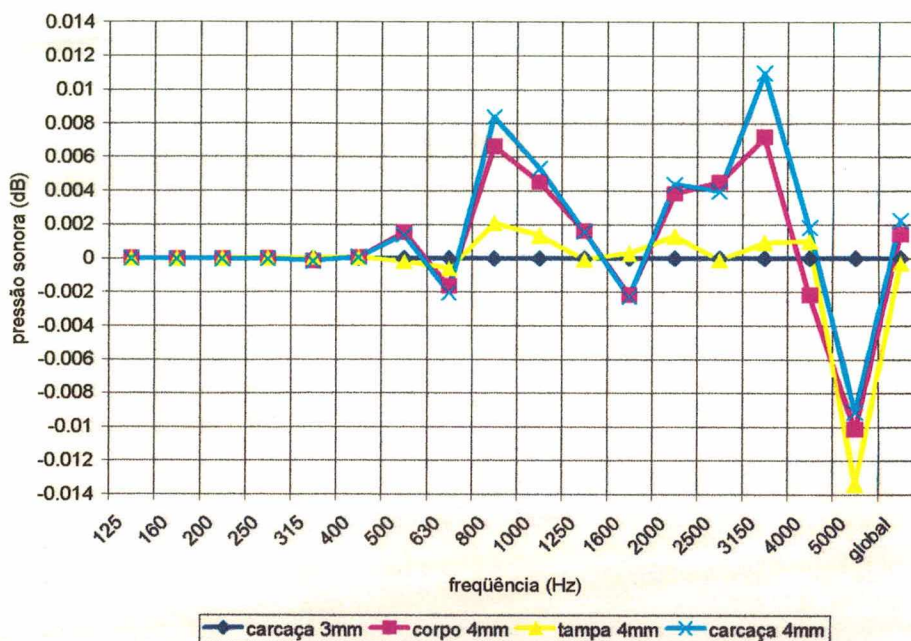


Figura 54 – Diferenças entre os níveis de pressão sonora de acordo com a espessura da carcaça, em banda de 1/3 de oitava.

Com o objetivo de analisar melhor quais as ressonâncias da cavidade e da carcaça, a potência irradiada pelo *muffler* foi substituída por uma potência unitária em toda a faixa de frequência de interesse no presente trabalho, mantendo todas as demais variáveis inalteradas. Desta forma, obteve-se a Figura 55 para a velocidade média induzida na carcaça, na qual verifica-se que até 2,6kHz a perturbação sonora produzida pelo compressor ocorre devido ao movimento não-deformado da carcaça, sendo o menor nível de vibração até esta frequência, no caso da carcaça com corpo e toda de 4mm, causada pelo aumento da inércia.

Acima de 2,6kHz, os picos dos quatro casos passam a não mais coincidir, evidenciando que, a partir desta frequência, a carcaça transmite energia para o meio devido à deformação que sofre de acordo com seus modos de vibração, quando acoplada à cavidade e ao óleo.

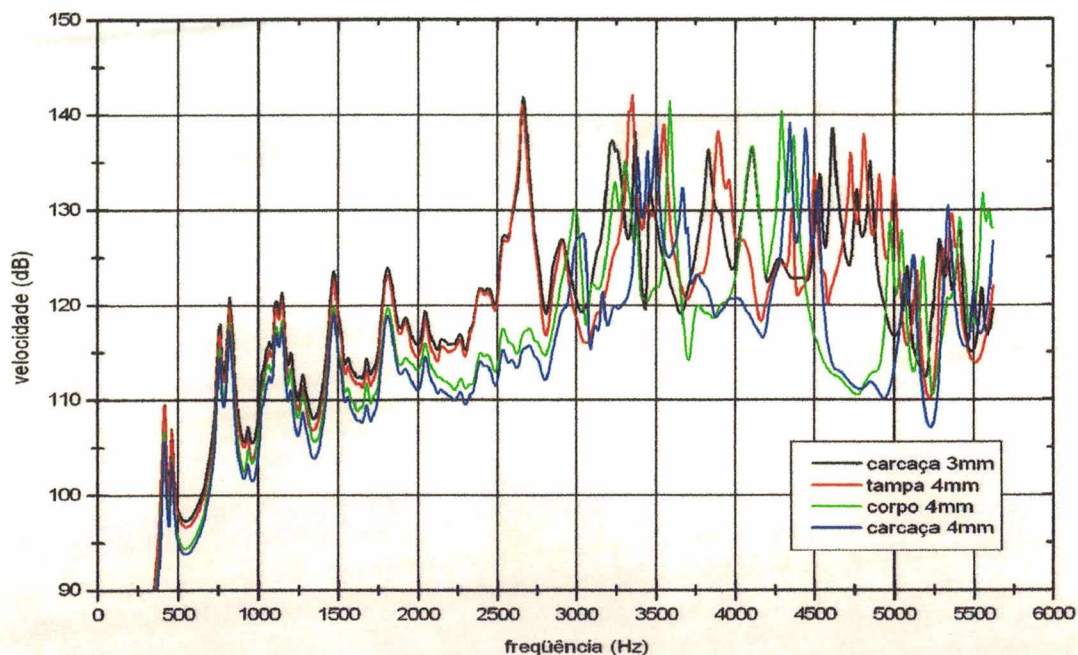


Figura 55 – Comportamento da velocidade média da carcaça de acordo com sua espessura, utilizando uma potência unitária como fonte de excitação.

3.4. Influência dos Amortecimentos do Gás e da Carcaça

Nas ressonâncias, o procedimento usualmente adotado para diminuir a energia transmitida é através da adição de amortecimento. Sendo assim, analisou-se qual dos amortecimentos proporcionaria maior redução na potência sonora irradiada pelo compressor, se o amortecimento da carcaça ou o do gás.

Para isso, o processo utilizado foi o mesmo do Item 3.2, porém dobrando o valor dos amortecimentos do fluido, resultando na Figura 56 para a pressão sonora, e para a velocidade da carcaça, a Figura 57.

Já para o amortecimento estrutural com seu valor dobrado, obteve-se a Figura 58 para a velocidade média espacial da carcaça. Como era esperado, a alteração do amortecimento estrutural não teve influência para a pressão sonora no interior da cavidade, devido ao comportamento rígido da carcaça.

Conforme observa-se nas Figuras 59 e 60, a alteração do amortecimento do gás para o dobro de seu valor normal proporciona redução próxima a 3dB na pressão sonora nas bandas a partir de 400Hz, quando ocorre a primeira ressonância da cavidade. O mesmo acontece para a velocidade da carcaça quando o seu amortecimento é duplicado, porém neste caso verifica-se a redução a partir da banda de 2,5kHz, Figuras 61 e 62. Como o primeiro caso apresenta reduções em bandas inferiores, o incremento no amortecimento do gás apresenta menor nível de vibração global na carcaça, logo, no ruído irradiado por esta, por dissipar maior quantidade de energia vibratória ainda no gás.

Assim como para o item anterior, um modelo utilizando potência sonora unitária como fonte de excitação também foi analisado (Figuras 63 e 64).

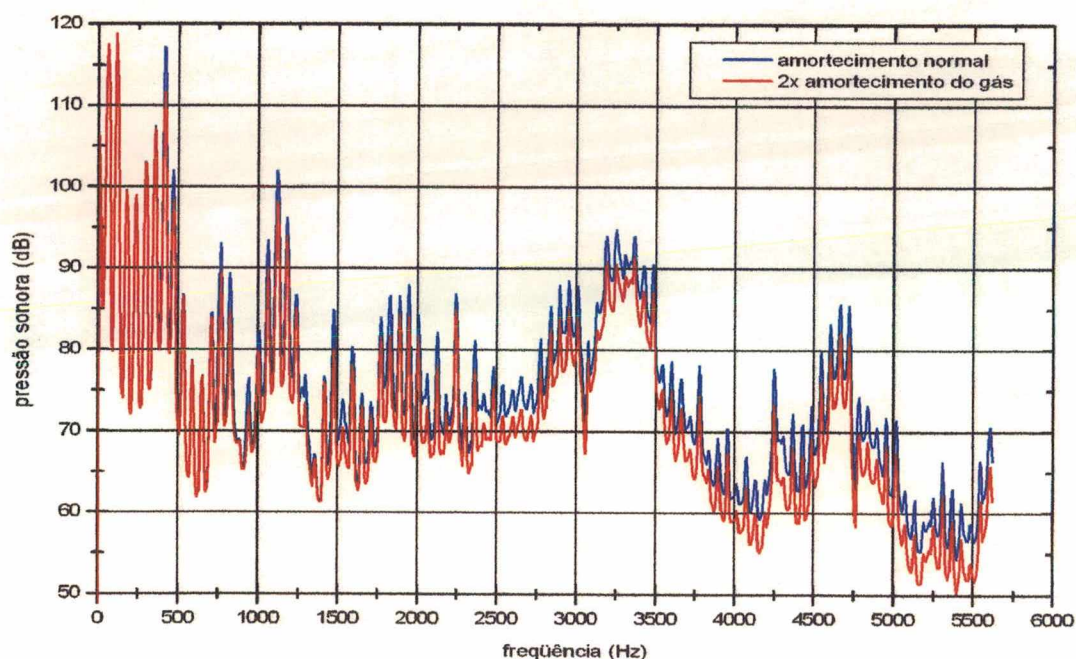


Figura 56 – Comparação entre a pressão sonora na cavidade, com amortecimento do gás normal e com seu valor dobrado.

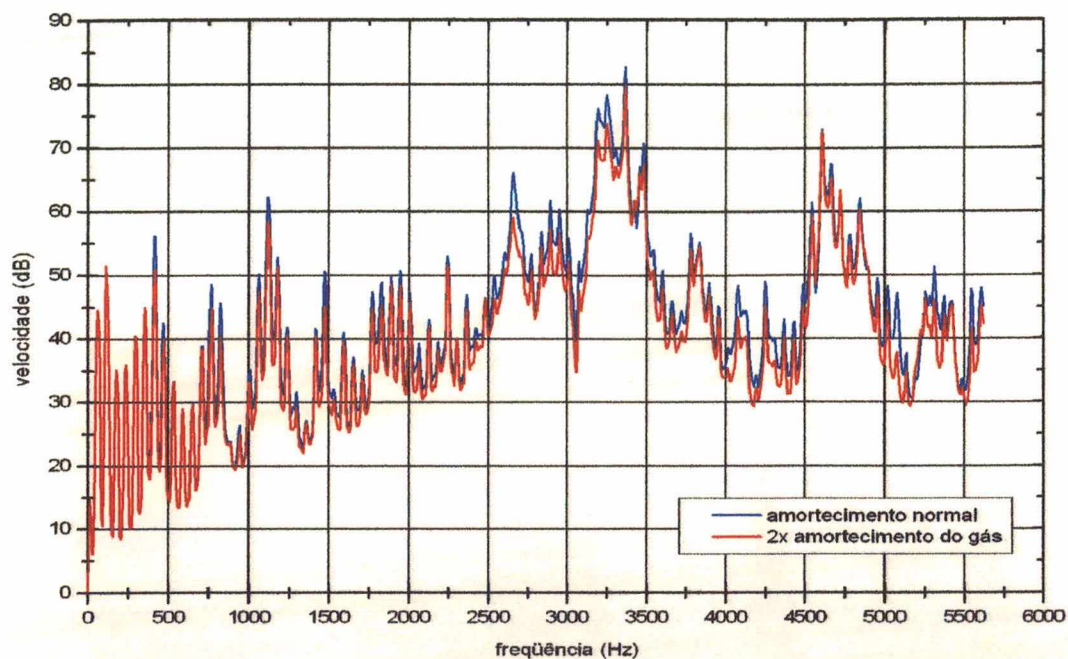


Figura 57 – Comparação entre a velocidade da carcaça, com amortecimento do gás normal e com seu valor dobrado.

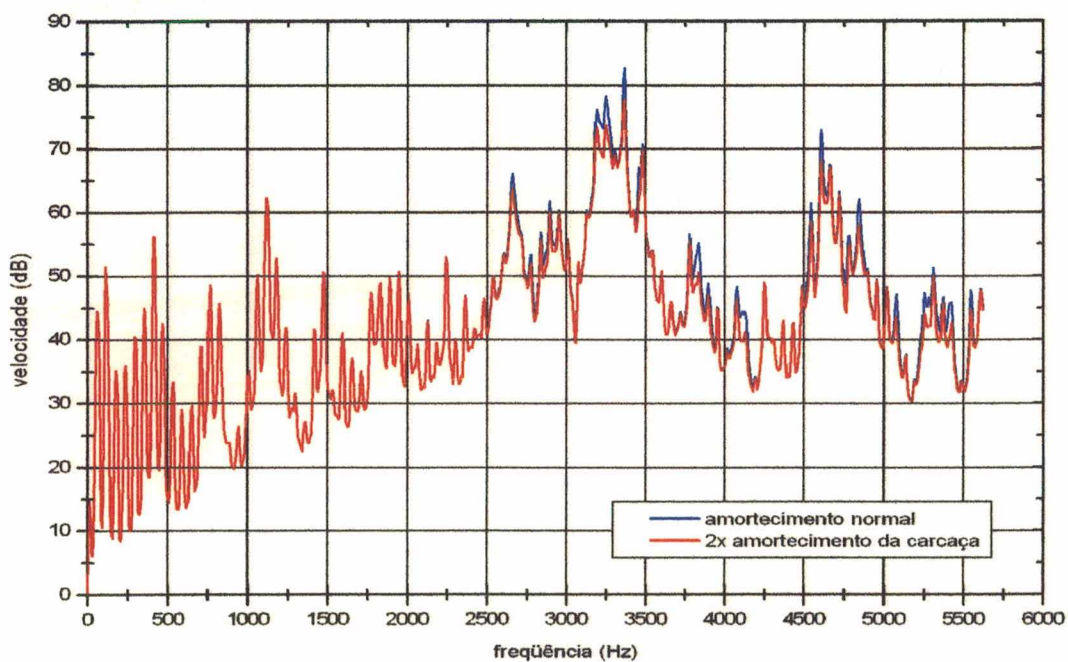


Figura 58 – Comparação entre a velocidade da carcaça com o amortecimento estrutural normal e com seu valor dobrado.

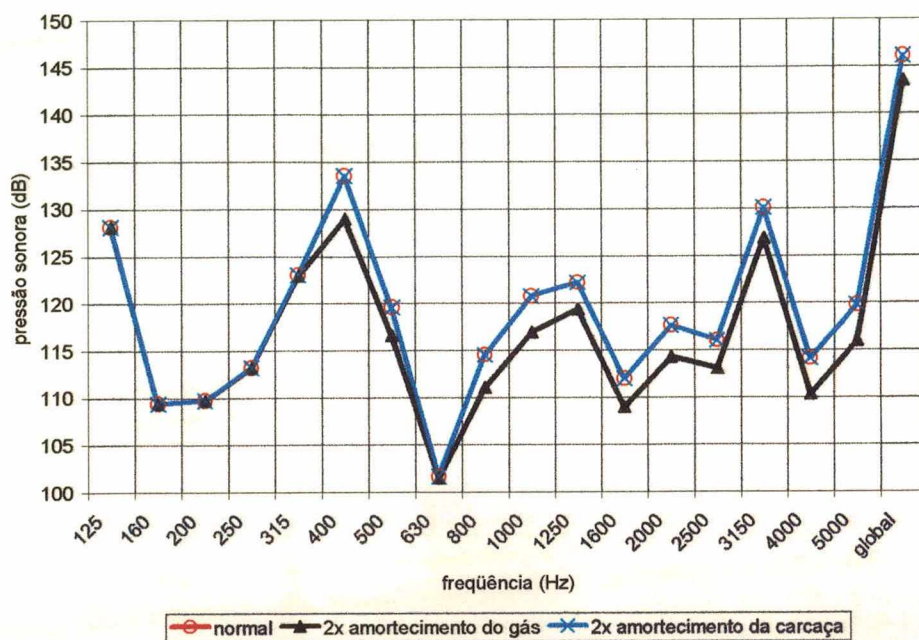


Figura 59 – Nível de pressão sonora na cavidade de acordo com os amortecimentos da carcaça e do gás, em faixas de 1/3 de oitava.

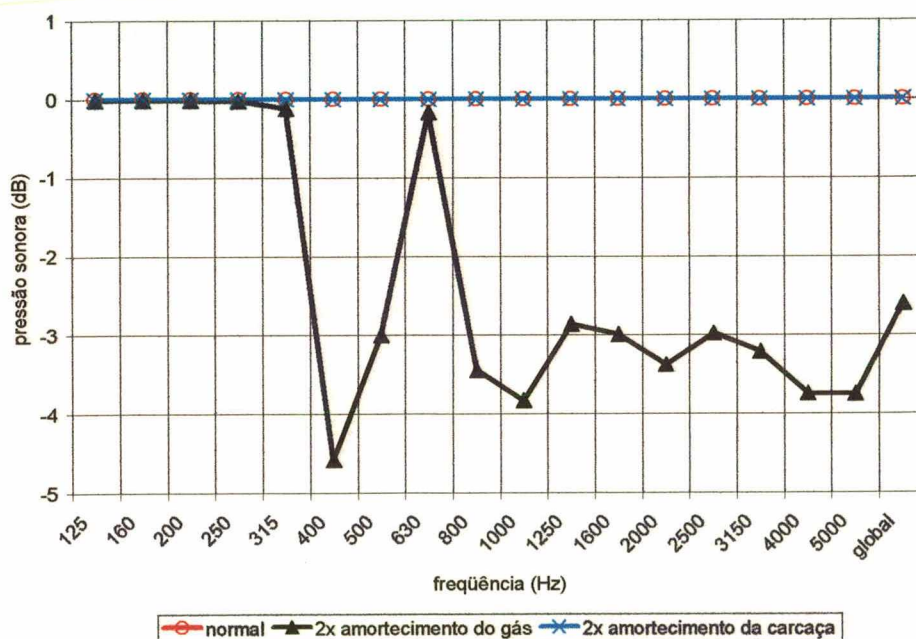


Figura 60 – Diferença entre os níveis de pressão sonora na cavidade de acordo com os amortecimentos da carcaça e do gás, em faixas de 1/3 de oitava.

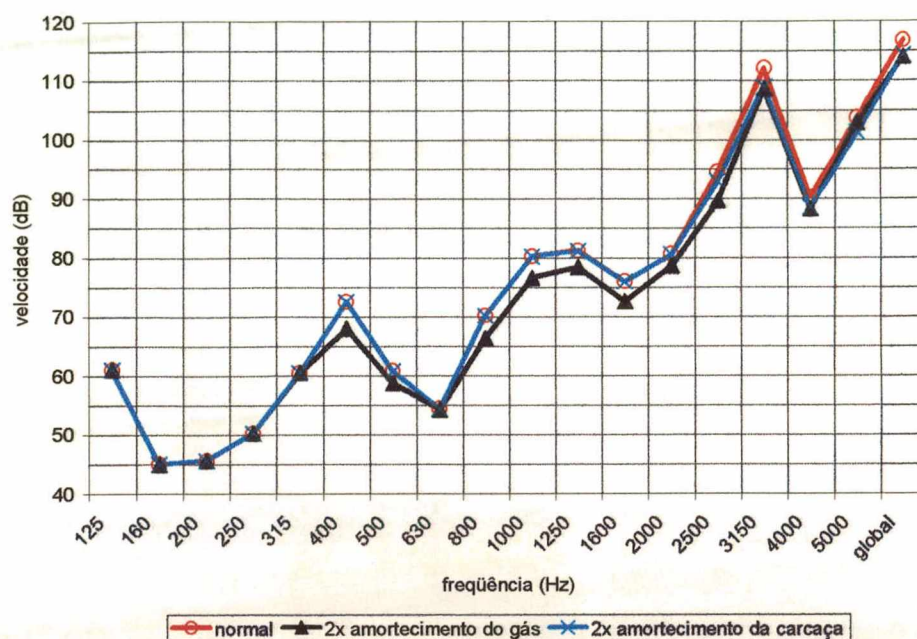


Figura 61 – Nível de vibração da carcaça em forma de velocidade, de acordo com os amortecimentos da carcaça e do gás, em faixas de 1/3 de oitava.

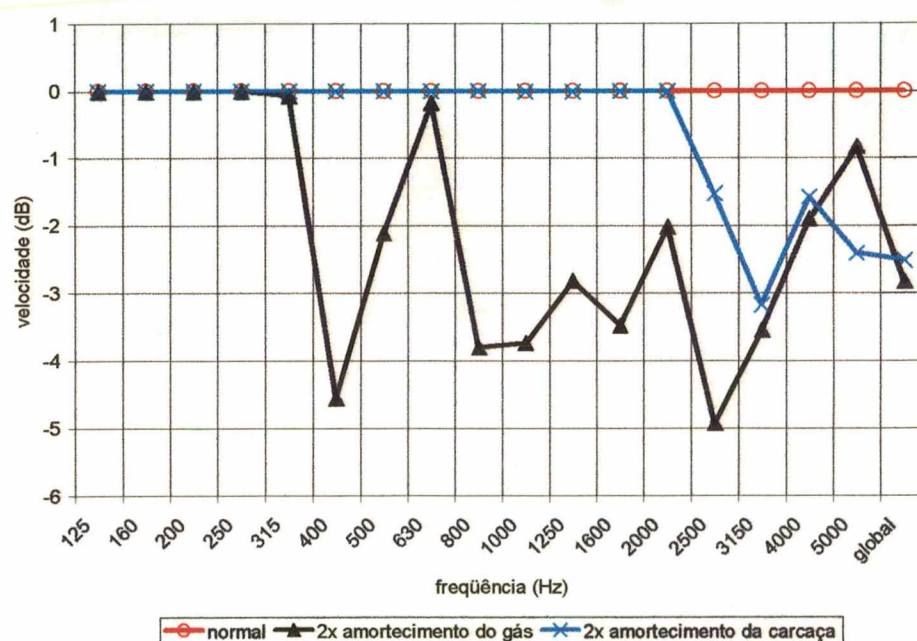


Figura 62 – Diferença entre os níveis de vibração da carcaça com amortecimento normal e amortecimento da carcaça e do gás com seus valores dobrados, em faixas de 1/3 de oitava.

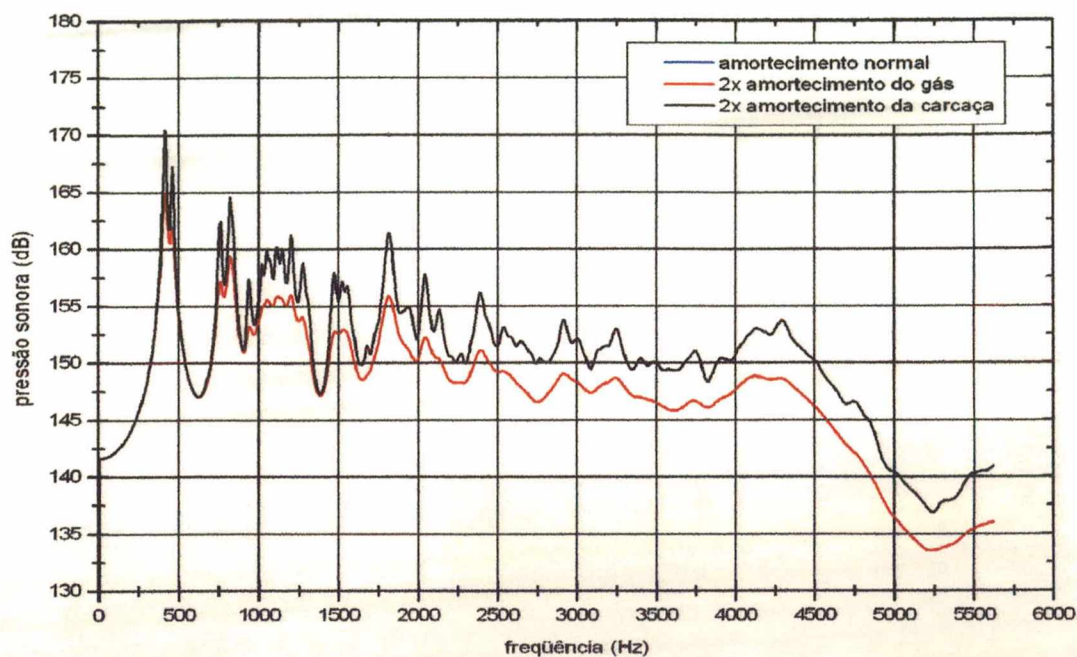


Figura 63 – Comparação entre a pressão sonora na cavidade com amortecimentos normais e do fluido dobrada, tendo uma fonte de excitação com potência unitária.

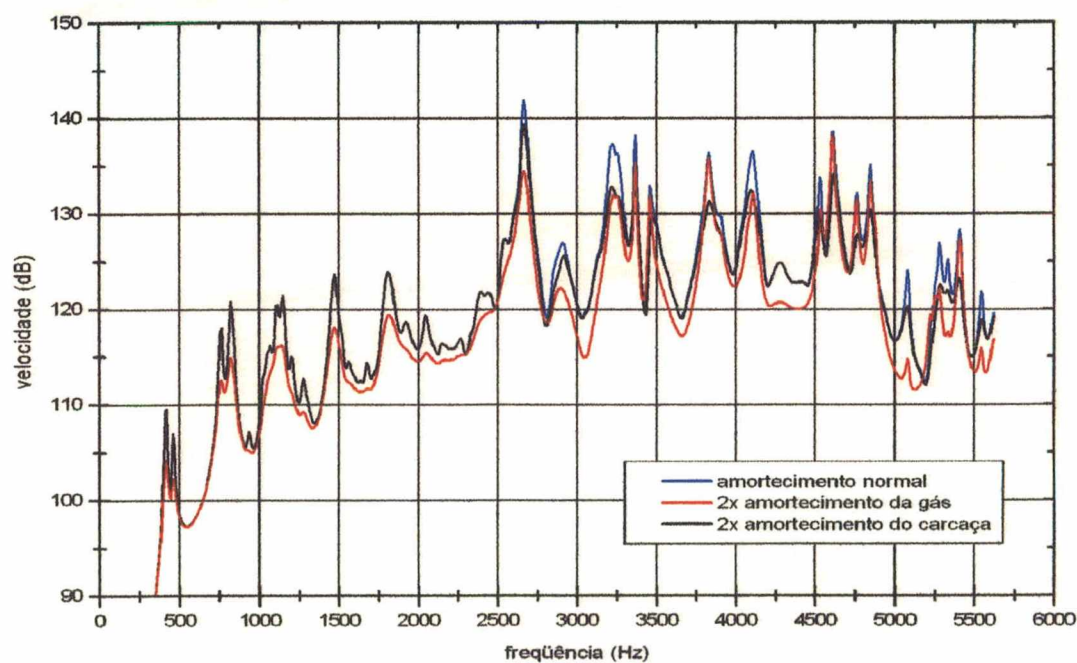


Figura 64 – Comparação entre a velocidade da carcaça, com amortecimentos normais, do fluido dobrado e da carcaça dobrada, tendo uma fonte de excitação com potência unitária.

Novamente, na Figura 63, fica evidenciado o comportamento rígido que a carcaça apresenta para a cavidade. Também, como esperado, observa-se que o amortecimento do gás somente altera a curva a partir de 400Hz, quando ocorre a primeira ressonância da cavidade. Da mesma forma, o amortecimento estrutural possui influência a partir do primeiro modo de vibração da carcaça, que ocorre em torno de 2600Hz, como mostra a Figura 64.

3.5. Influência de Diferentes Gases Formando a Cavidade

Existem diversos tipos de gases refrigerantes empregados em sistemas de refrigeração, entre eles, os mais comuns para a refrigeração doméstica, estão o gás r134a e r12. No presente trabalho foi observado o comportamento da cavidade quando esta é formada por esses gases e, também, pelo r600a e o ar.

Em todos os casos, o procedimento realizado foi o mesmo do Item 3.2, excitação através da pulsação do gás no bocal do *muffler*, modificando apenas os dados referentes ao gás, ou seja, densidade de massa, velocidade de propagação do som do meio e módulo de compressibilidade (*bulk modulus*), conforme os valores indicados na Tabela 2. Os amortecimentos e potência de entrada não foram alterados. Assim, foram obtidas as Figuras 65 e 66 para o gás r12, Figuras 67 e 68 para r600a e para o ar, as Figuras 69 e 70.

Tabela 2 – Valores de densidade volumétrica, velocidade do som e módulo de compressibilidade do gases utilizados na composição da cavidade.

Gás	Densidade de massa ρ (kg/m ³)	Velocidade do som c (m/s)	Módulo de compressibilidade B (kg/ms ²)
r134a	4,360	170,0	126004
r12	5,528	162,9	146693
r600a	1,266	230,2	67087
ar	1,115	340,0	128894

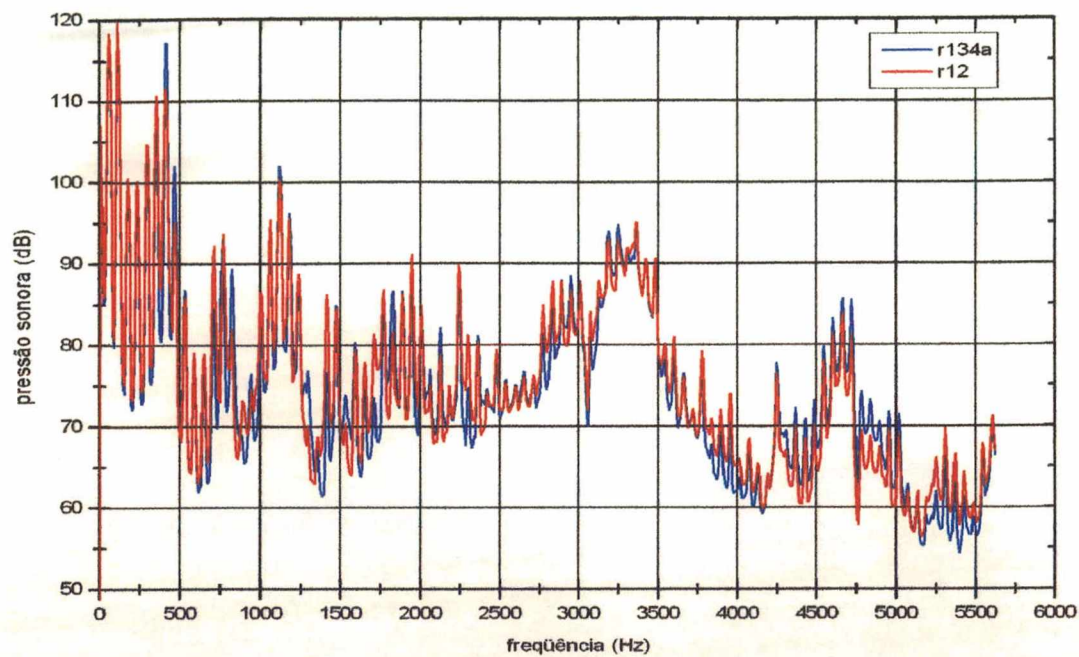


Figura 65 – Pressão sonora na cavidade com gás r134a e r12.

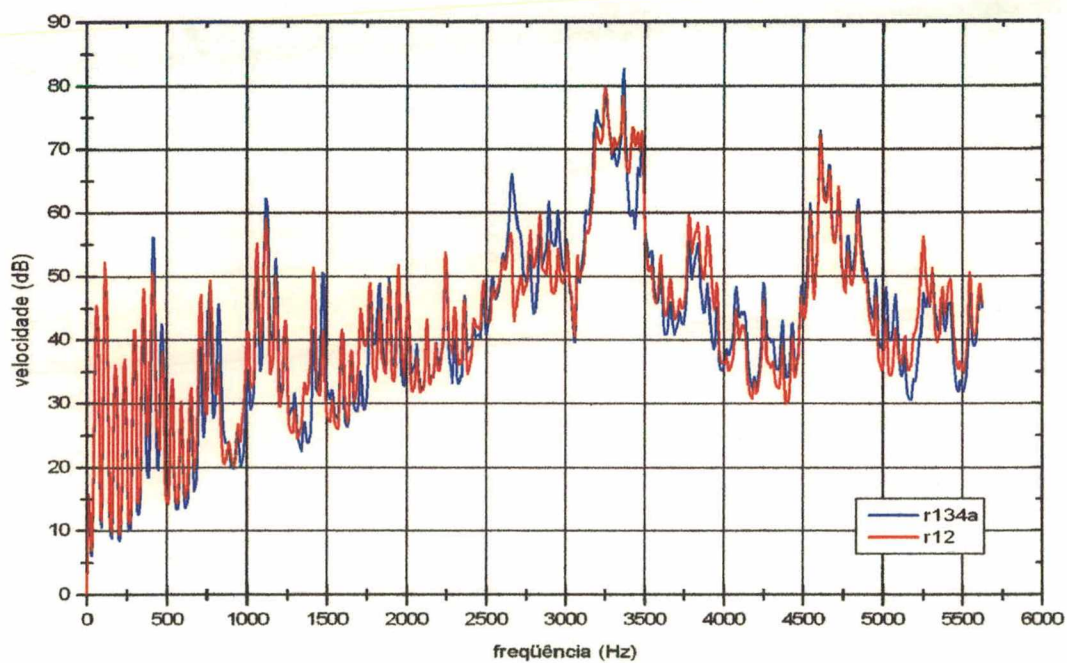


Figura 66 – Velocidade média da carcaça, cavidade com gás r134a e r12.

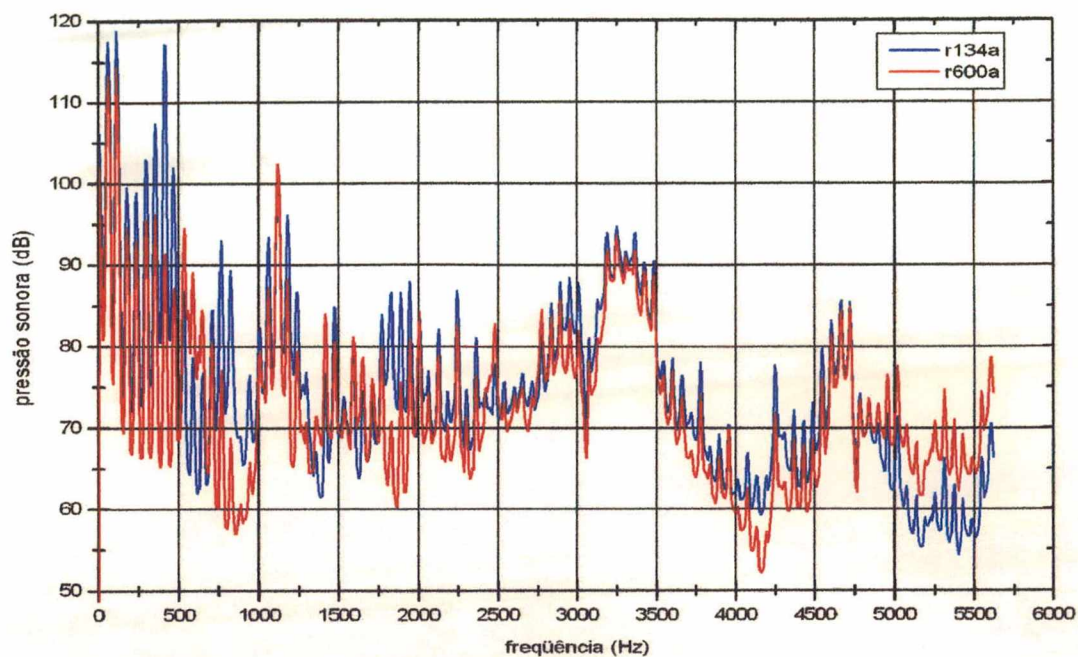


Figura 67 – Pressão sonora na cavidade com gás r134a e r600a.

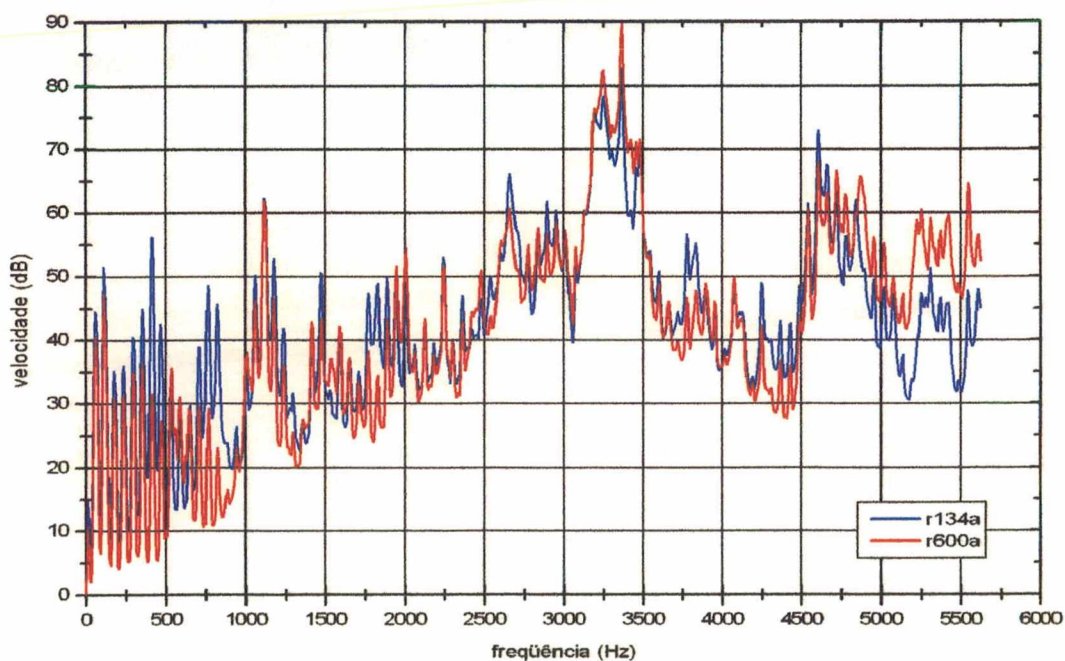


Figura 68 – Velocidade média da carcaça, com cavidade com gás r134a e r600a.

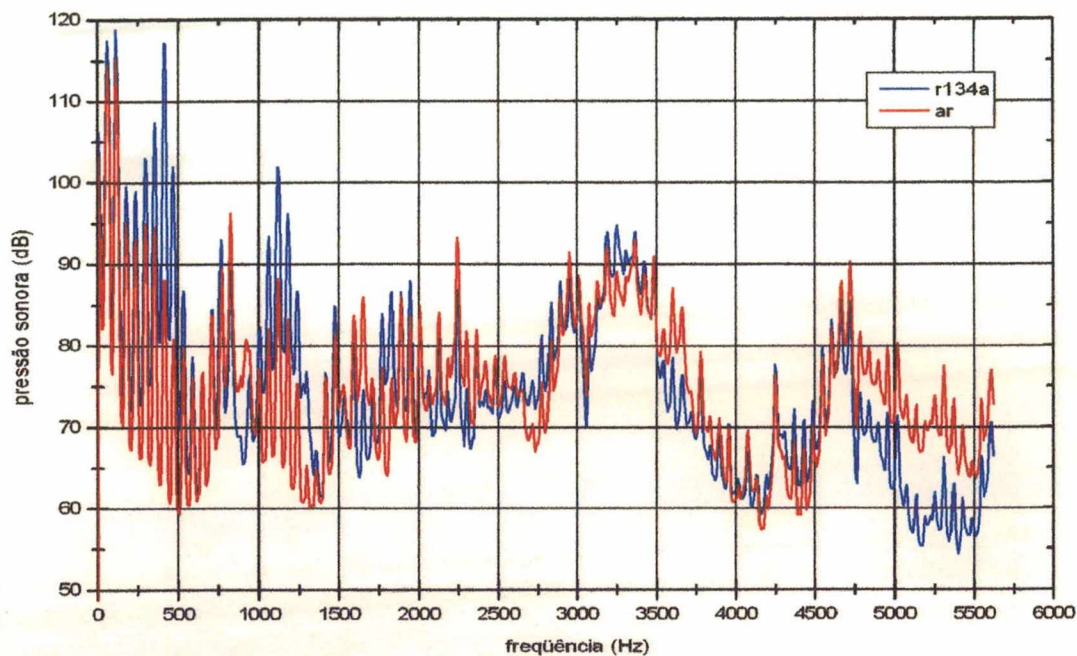


Figura 69 – Pressão sonora na cavidade com gás r134a e ar.

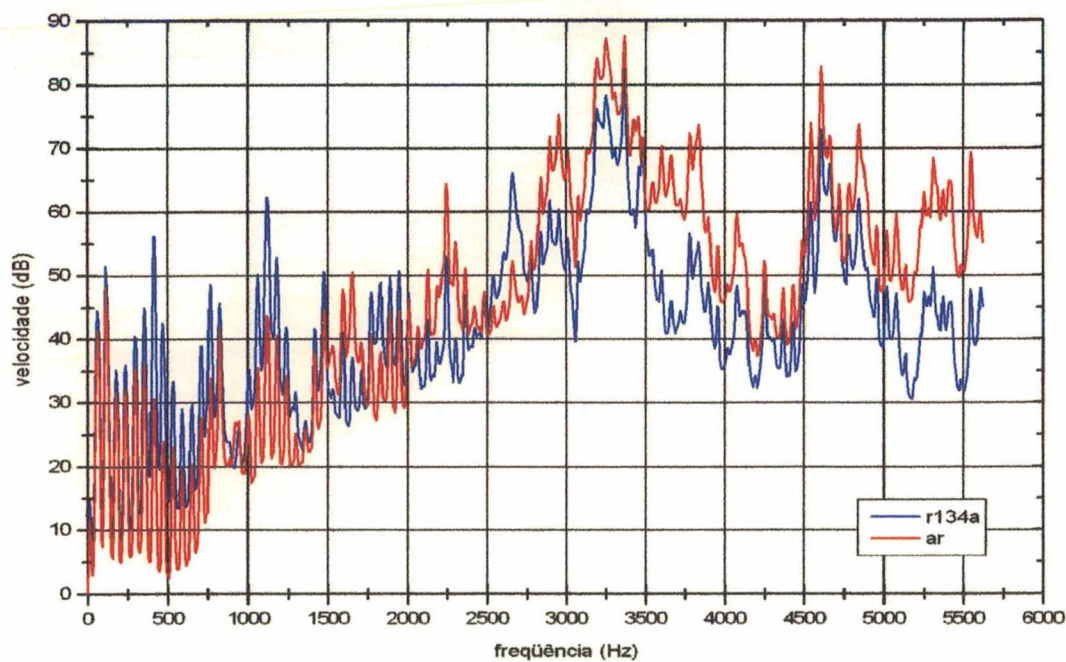


Figura 70 – Velocidade média da carcaça, com cavidade com gás r134a e ar.

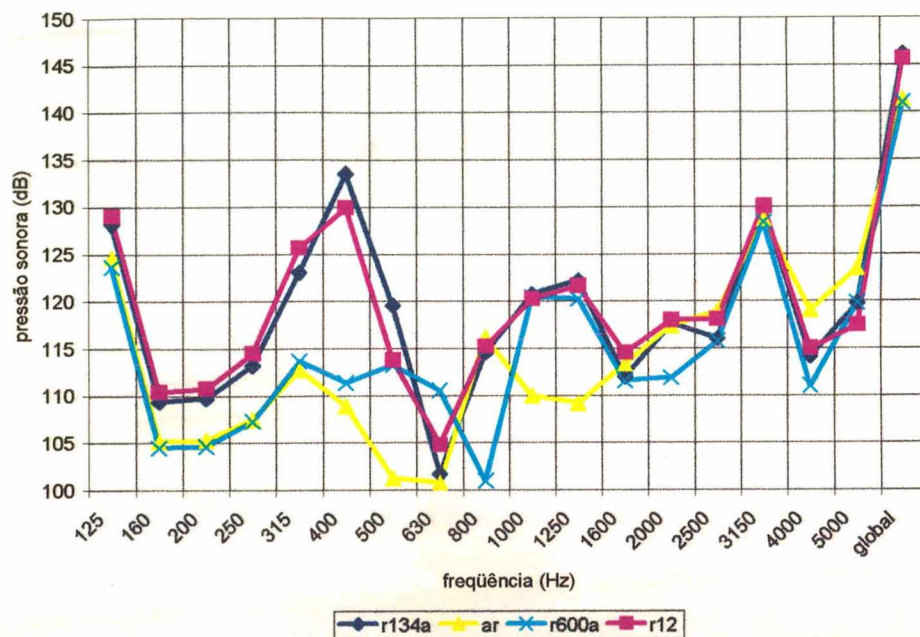


Figura 71 – Nível de pressão sonora na cavidade em função do tipo de gás usado, em banda de 1/3 de oitava.

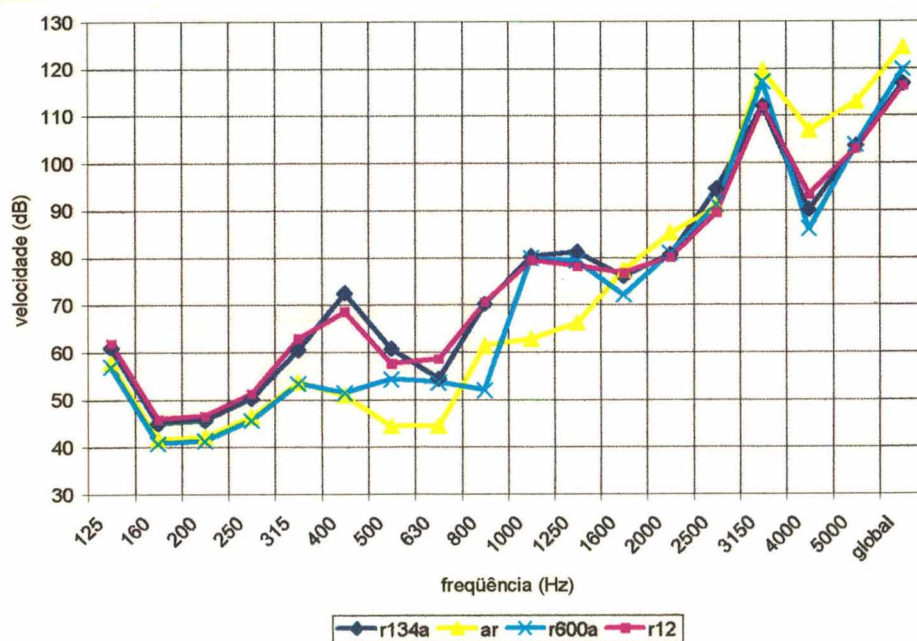


Figura 72 – Nível de vibração da carcaça de acordo com o gás da cavidade, em banda de 1/3 de oitava.

A mudança do gás de refrigeração empregado altera o comportamento dinâmico tanto da cavidade, como da carcaça, devido às diferenças nas densidades de massa e velocidade de propagação do som. Para observar os efeitos dessas variáveis acústicas, um modelo acoplado carcaça, cavidade e óleo foi analisado.

Visando evitar possíveis interferências destas variáveis na potência irradiada por uma fonte sonora, esta foi substituída por um pistão rígido com movimento harmônico de aceleração unitária em toda a faixa de frequência analisada. Também foram considerados constantes em toda a faixa de frequência os amortecimentos estruturais e do gás. Assim, foram considerados três casos, um com densidade de massa e velocidade do som normais do gás r134a, o segundo apenas dobrando o valor da densidade e, por fim, apenas dobrando o valor da velocidade do som.

O principal efeito da alteração da densidade foi verificado nos níveis de pressão sonora, o caso com a densidade tendo o seu valor dobrado apresentou resposta 6dB acima do caso normal. Tal fato pode ser explicado porque, com maior quantidade de massa em um mesmo volume, o gás consegue armazenar e transportar maior quantidade de energia. Um efeito menor da densidade do gás foi observada nas ressonâncias acústicas, a cavidade com gás mais denso apresentou um acréscimo de 0,25Hz na primeira frequência de ressonância.

Observou-se que, no caso com o gás mais denso, a resposta da carcaça nas ressonâncias ficou 5,2dB acima do caso do gás normal, e 6dB fora das ressonâncias, isso explica-se pela maior impedância que o gás mais denso proporciona.

A velocidade do som provoca um deslocamento nas ressonâncias da cavidade, podendo acoplar ou desacoplar modos desta com os da carcaça, ou ainda, deslocar ressonâncias de forma que o bocal do *muffler* fique num plano nodal em uma frequência em que sua intensidade de excitação seja elevada. Dobrando-se o valor da velocidade e mantendo constante a densidade, observou-se que as ressonâncias passam a ocorrer no dobro da frequência original. Não foram constatadas diferenças nas frequências de ressonância da carcaça.

A Figura 73 mostra as primeiras ressonâncias acústicas para o caso do gás com densidade normal e mais denso. Mesma comparação, porém mostrando a primeira ressonância da carcaça, está na Figura 74. A comparação do efeito da velocidade do som é mostrada na Figura 75.

Também usando o pistão com movimento harmônico e uniforme como fonte de excitação acústica, foram analisadas as pressões sonoras (Figuras 76 e 77) e velocidade da carcaça (Figuras 78 e 79) nos casos em que a cavidade é composta pelos diferentes gases.

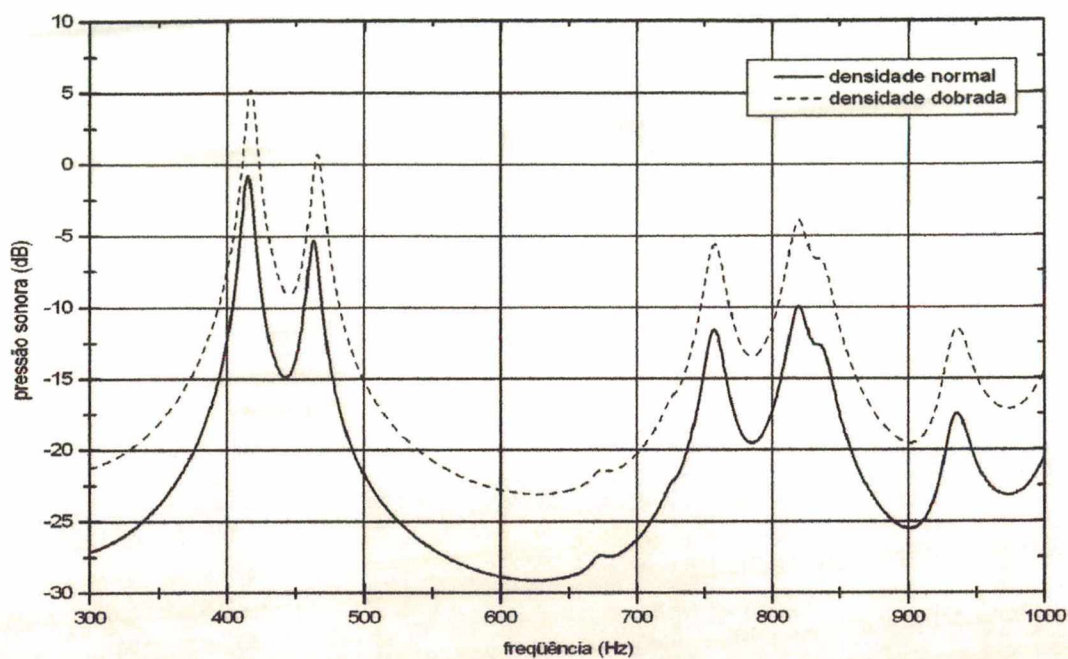


Figura 73 – Comparação entre a pressão sonora na cavidade com gás normal e com o valor da densidade dobrada.

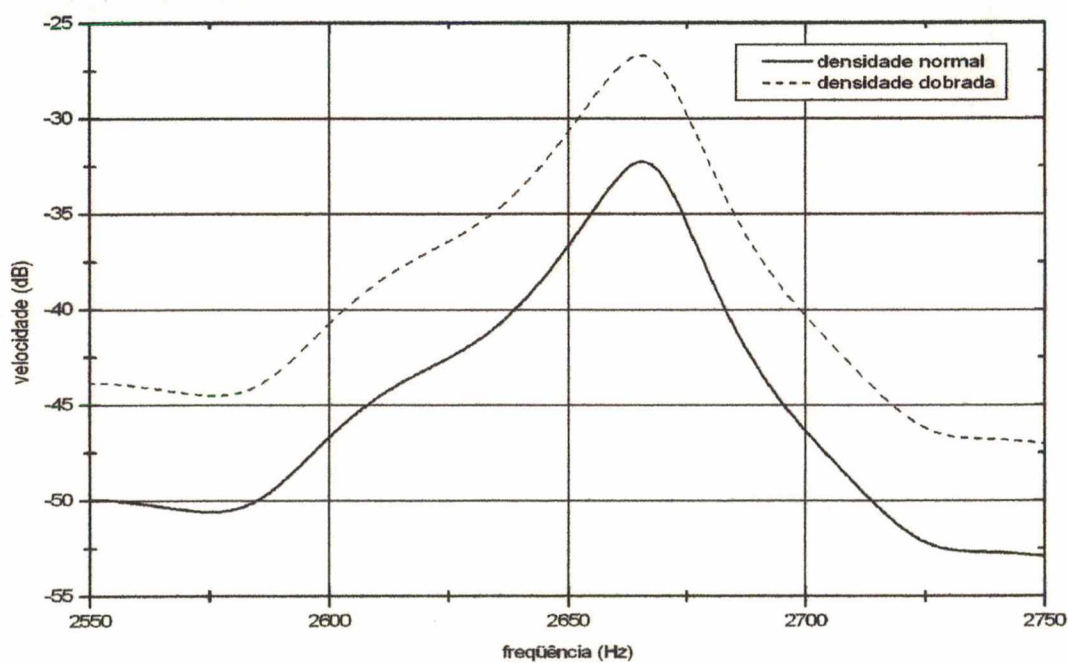


Figura 74 – Comparação entre as velocidades da carcaça quando o gás tem a densidade normal e o seu valor dobrado.

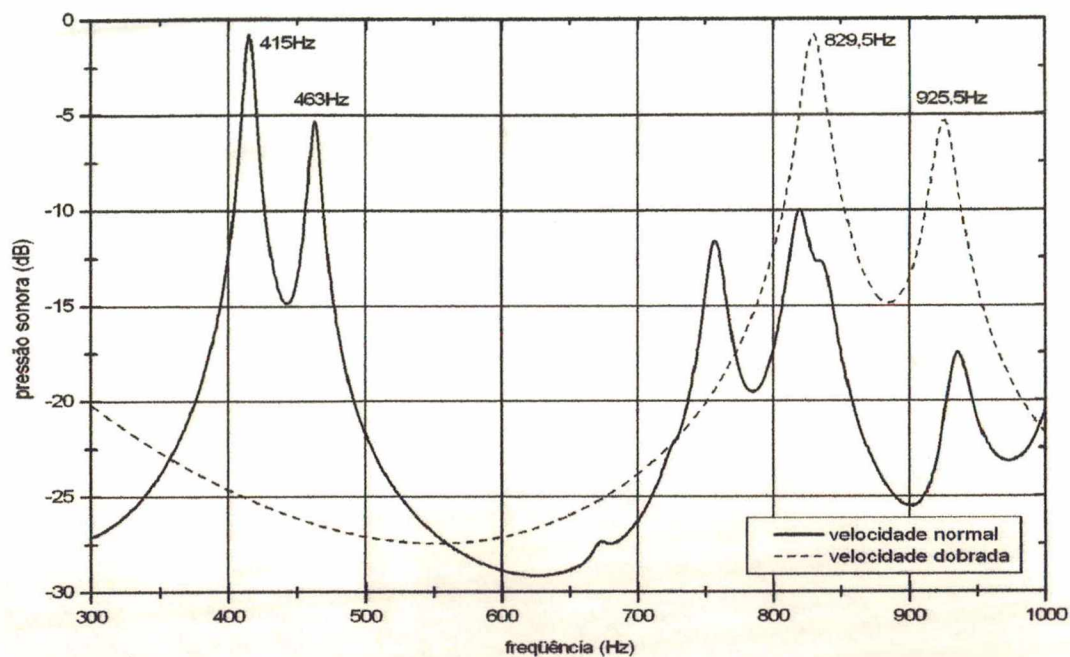


Figura 75 – Curvas de pressão sonora na cavidade com gás com velocidade do som normal e com seu valor dobrado.

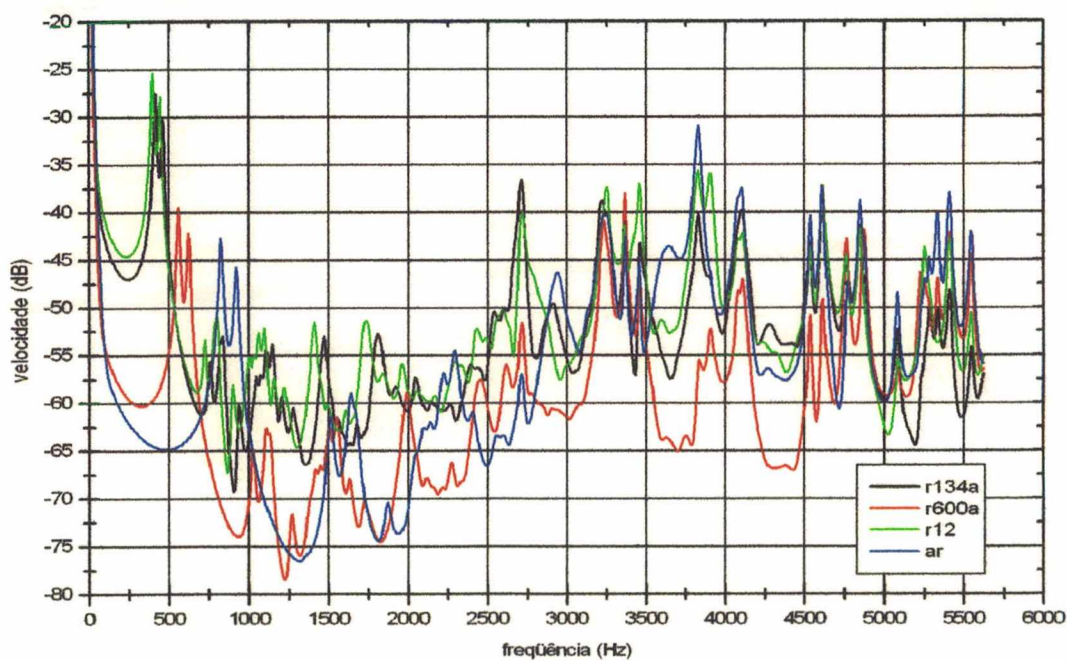


Figura 76 – Pressão sonora na cavidade, com gás r134a, r12, r600a e ar, com um pistão como fonte de excitação.

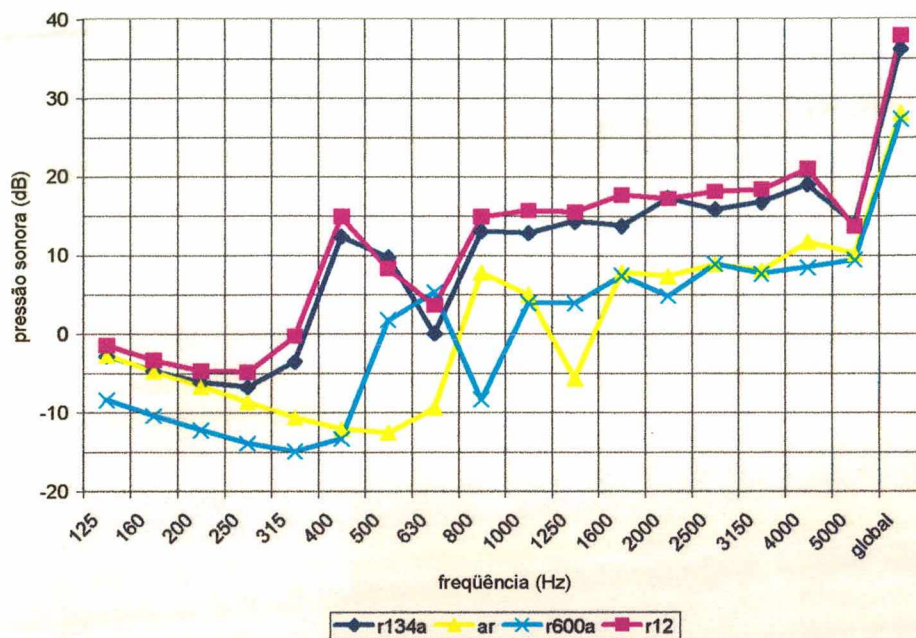


Figura 77 – Nível de pressão sonora na cavidade de acordo com o tipo de gás utilizado, com um pistão como fonte de excitação, em banda de 1/3 de oitava.

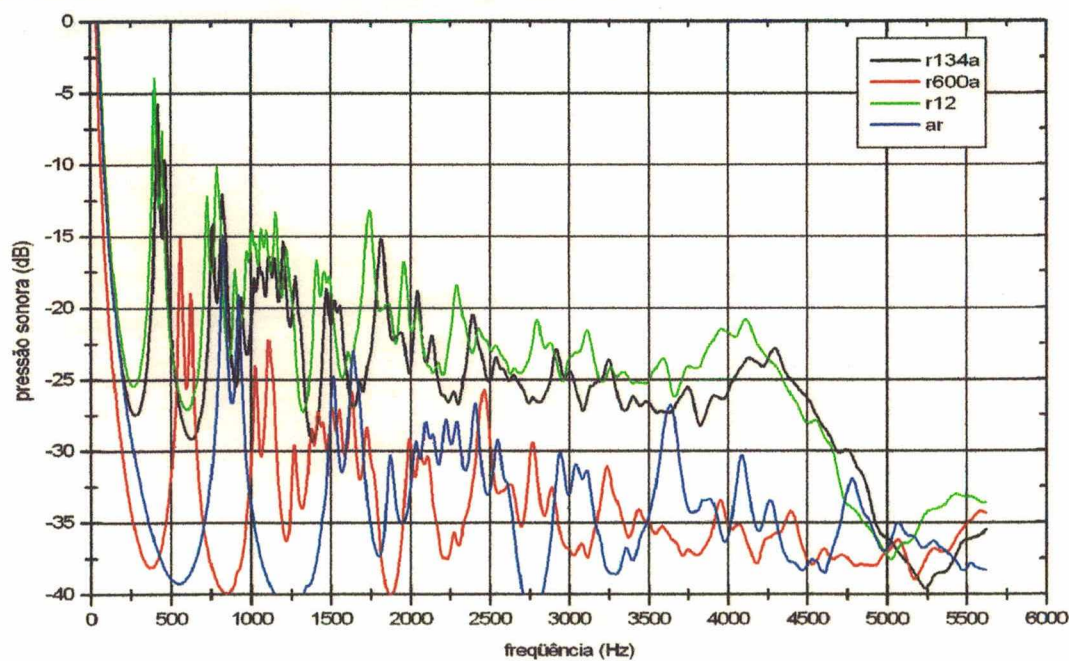


Figura 78 – Velocidade média da carcaça, com cavidade formada pelo gás r134a, r12, r600a e ar, com um pistão como fonte de excitação.

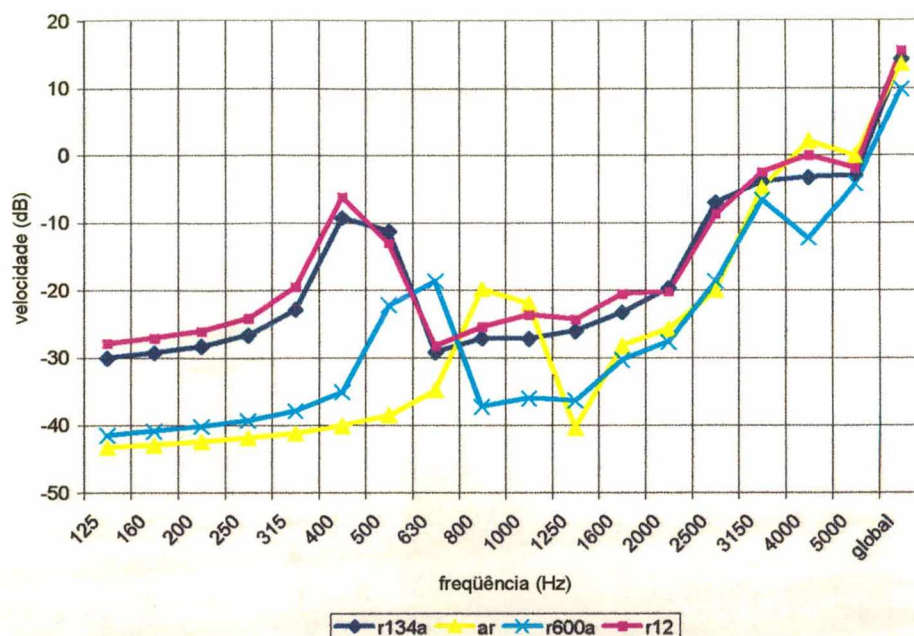


Figura 79 – Nível de vibração da carcaça de acordo com o tipo de gás, com um pistão como fonte de excitação, em banda de 1/3 de oitava.

Dentre os gases analisados, o ar, por ser o gás com menor densidade de massa e maior velocidade do som, apresentou menores respostas dinâmicas até a banda de 2kHz, porém apresentando maiores respostas a partir da banda de 3,15kHz. Assim, o ar possui o menor nível de pressão sonora global e, ao mesmo tempo, o maior nível de vibração global da carcaça, conforme se observa nas Figuras 71 e 72.

3.6. Influência do Posicionamento do Bocal do Muffler de Sucção

Yoshimura *et al* [16] observaram que os níveis de ruído gerados nas frequências de ressonâncias da cavidade podem ser reduzidas através do posicionamento da entrada do *muffler* de sucção na interseção de dois planos nodais. Isto deve-se ao fato de que, quando posicionada em um nó de um modo de ressonância, uma fonte não consegue excitar o sistema dinâmico.

Portanto, uma das análises efetuadas nesse trabalho refere-se ao posicionamento do bocal do *muffler*. Por conveniência, a fonte excitadora, que nos Itens 3.2 a 3.5 era distribuída sobre a superfície do bocal do *muffler*, nesse item passou a ser concentrada em apenas um ponto, mantendo as demais características.

Já que a fonte passou a ser pontual, a malha empregada da cavidade nessas análises retornou a ser a malha original, ou seja, a utilizada no Item 3.1. Assim, foram escolhidos quatro posições na superfície do *muffler* conforme mostrados na Figura 80.

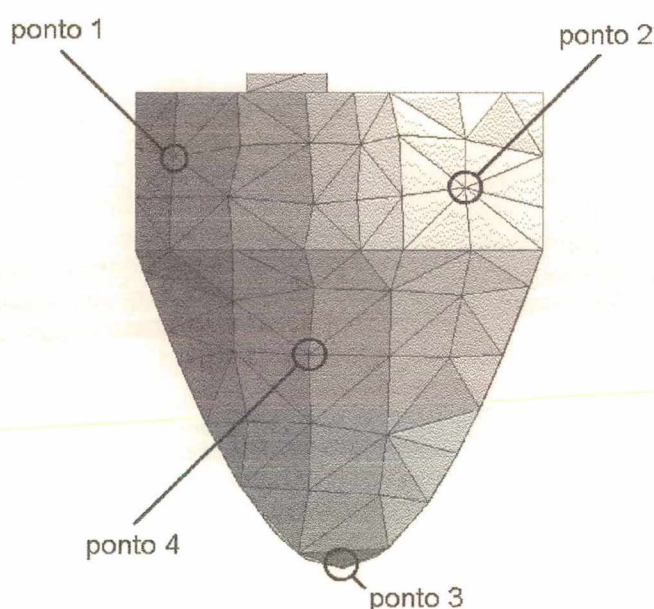


Figura 80 – Posições analisadas para o bocal do *muffler*.

O ponto 1 corresponde à posição original, e serviu de referência para a comparação com os demais pontos, assim como para verificar se a consideração de uma fonte pontual apresenta divergência de uma fonte distribuída em uma superfície. Porém, como se pode observar na Figura 81, os resultados apresentaram-se bastante coerentes na grande maioria da faixa de frequência.

As Figuras 81 a 86 mostram o comportamento da pressão sonora média na cavidade de acordo com o posicionamento do bocal do *muffler*. Da mesma forma, as Figuras 87 a 91 mostram as curvas de velocidade média induzida na carcaça.

As Figuras 92 e 93 mostram as respostas de pressão na cavidade e de velocidade da carcaça quando a potência irradiada pelo *muffler* possui amplitude unitária.

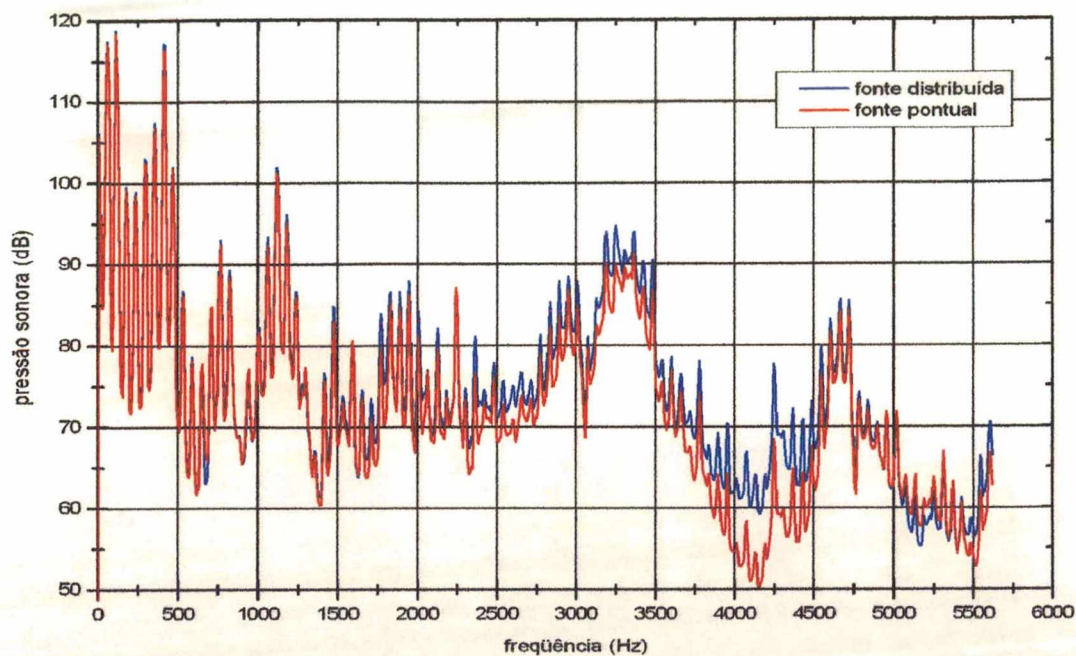


Figura 81 – Comparação entre as pressões sonoras na cavidade quando excitada por uma fonte superficial e pontual.

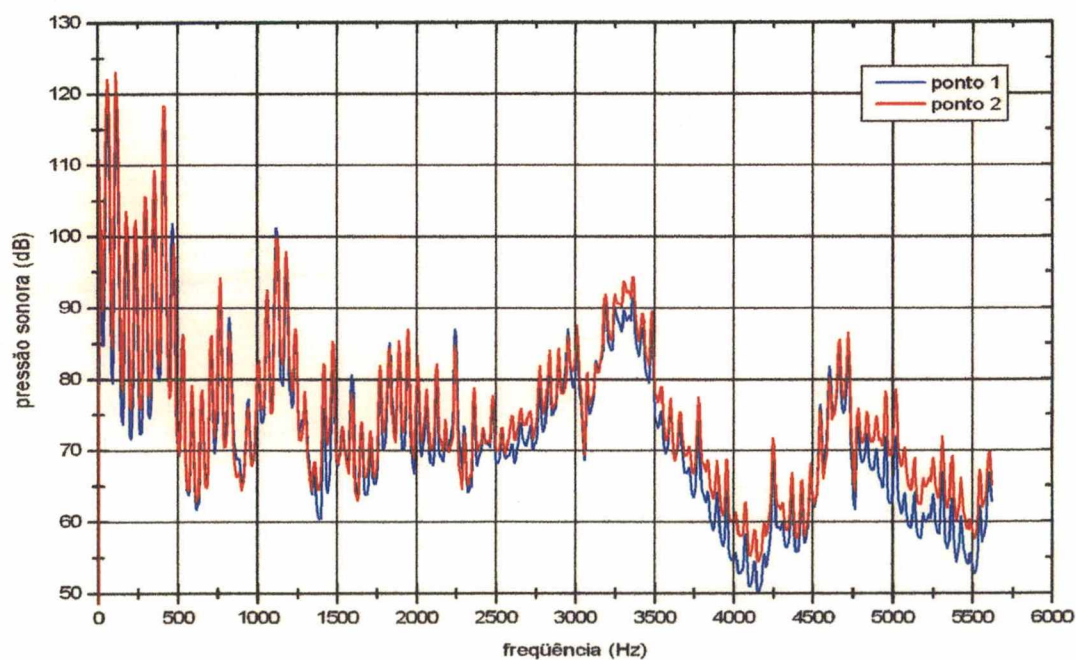


Figura 82 – Comparação entre as pressões sonoras na cavidade quando o bocal é localizado nos pontos 1 e 2.

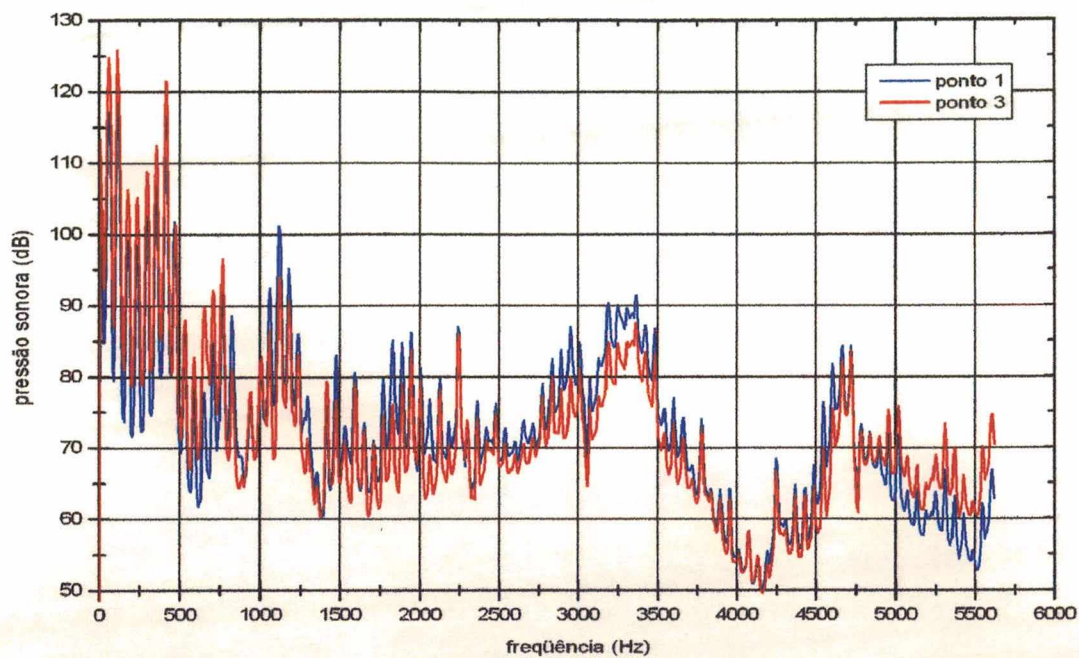


Figura 83 – Comparação entre as pressões sonoras na cavidade quando o bocal do *muffler* é localizado nos pontos 1 e 3.

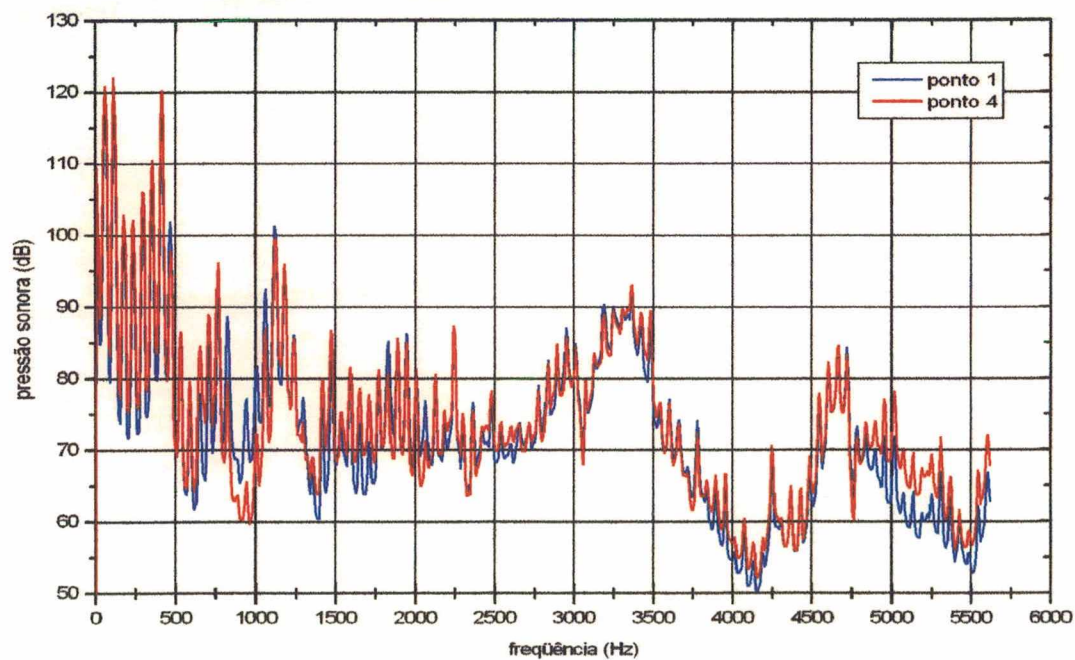


Figura 84 – Comparação entre as pressões sonoras na cavidade quando o bocal do *muffler* é localizado nos pontos 1 e 4.

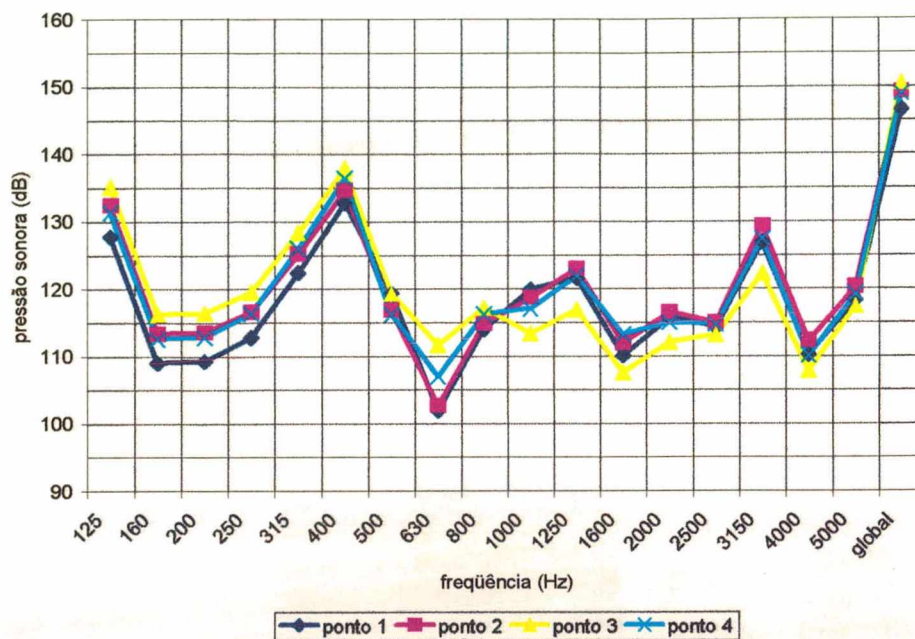


Figura 85 – Nível de pressão sonora na cavidade de acordo com o posicionamento do bocal do *muffler*, em banda de 1/3 de oitava.

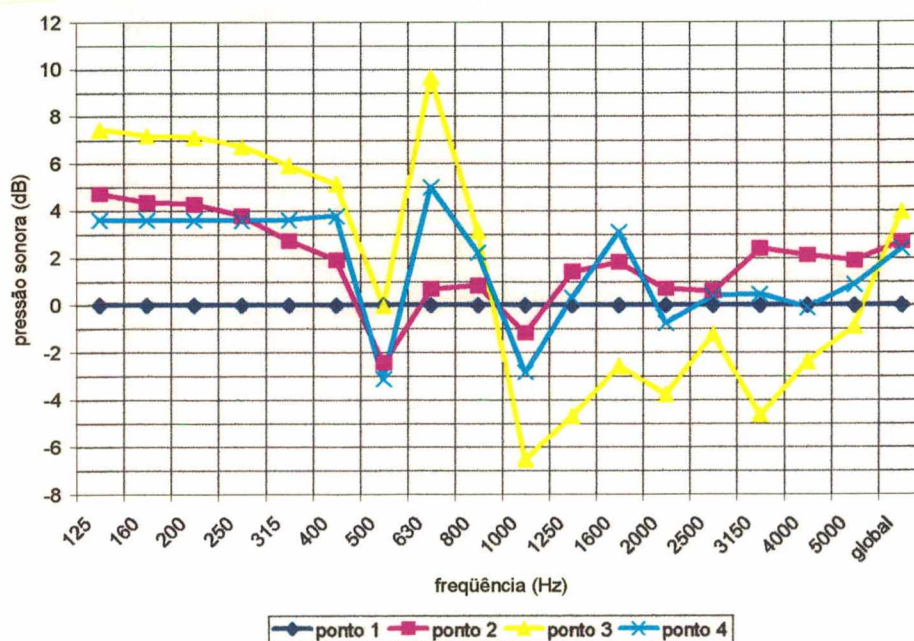


Figura 86 – Diferença dos níveis de pressão sonora na cavidade de acordo com a posição do bocal do *muffler*, em banda de 1/3 de oitava.

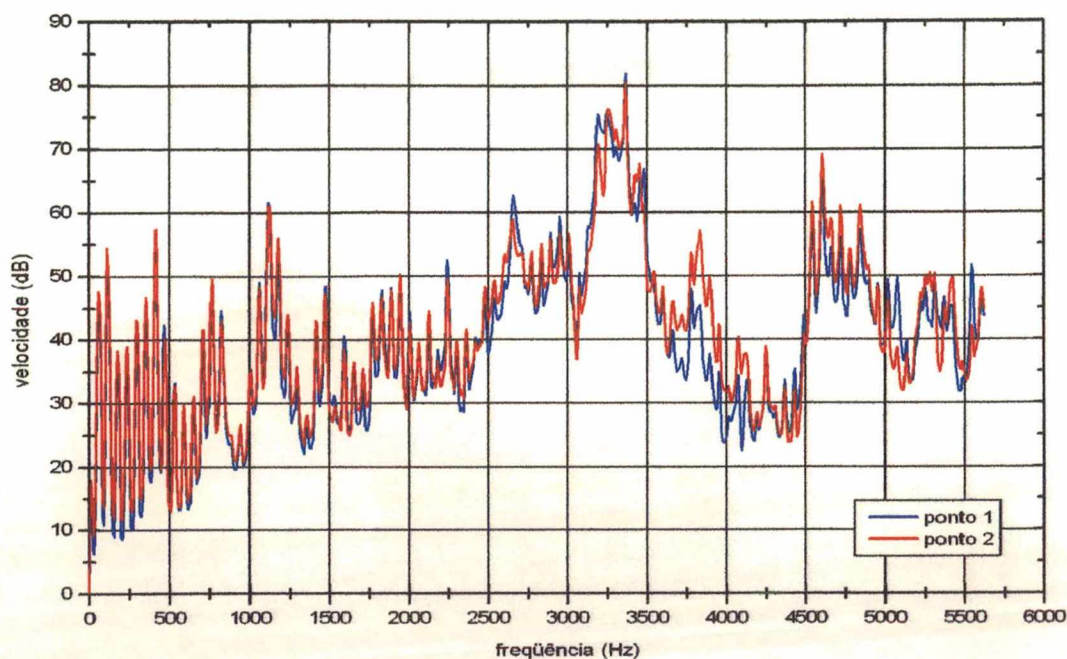


Figura 87 – Comparação entre as velocidades médias induzidas na carcaça quando o bocal do *muffler* é localizado nos pontos 1 e 2.

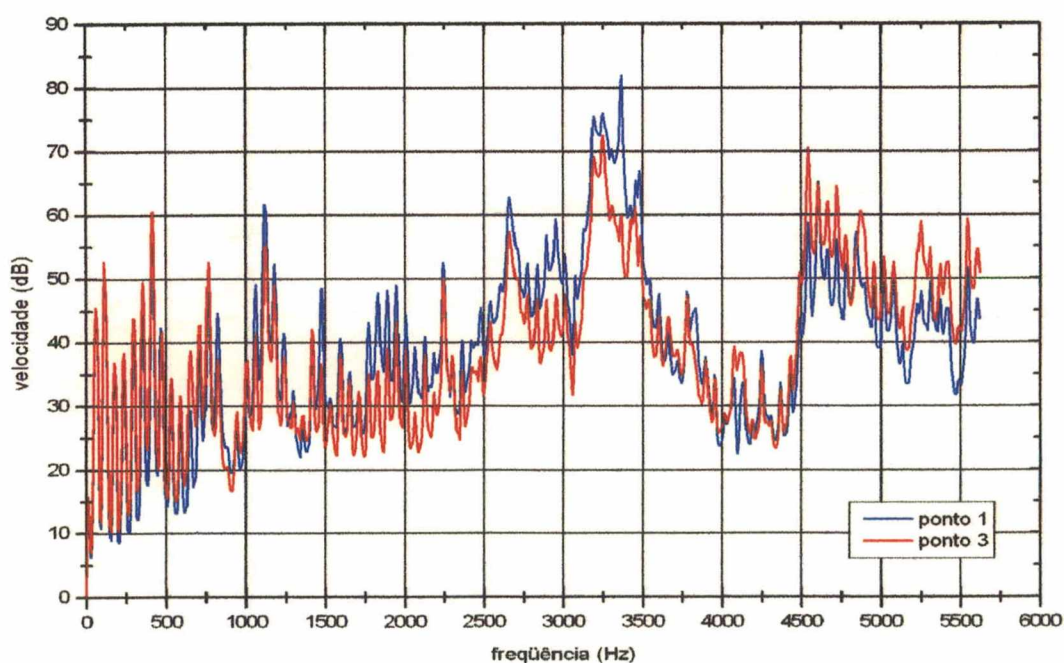


Figura 88 – Comparação entre as velocidades médias induzidas na carcaça quando o bocal do *muffler* é localizado nos pontos 1 e 3.

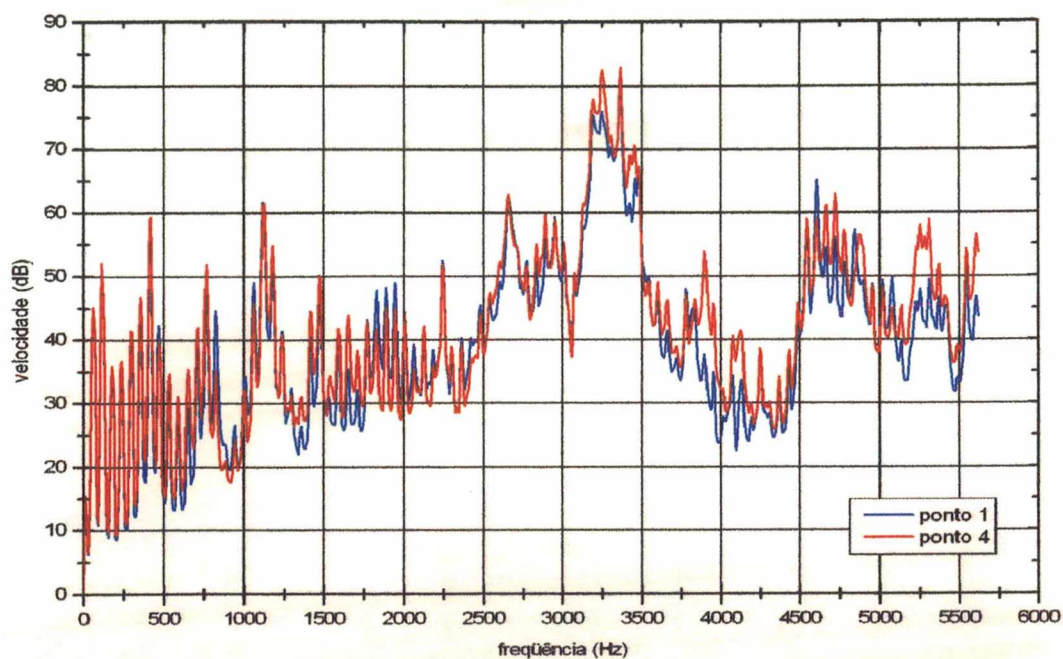


Figura 89 – Comparação entre as velocidades médias induzidas na carcaça quando o bocal do *muffler* é localizado nos pontos 1 e 4.

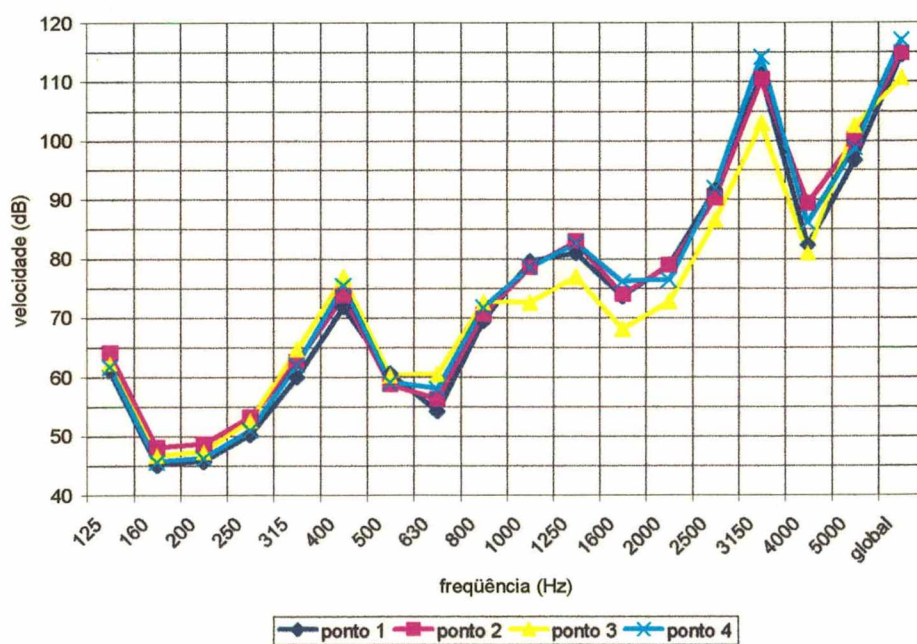


Figura 90 – Nível de vibração da carcaça de acordo com a posição do bocal do *muffler*, em banda de 1/3 de oitava.

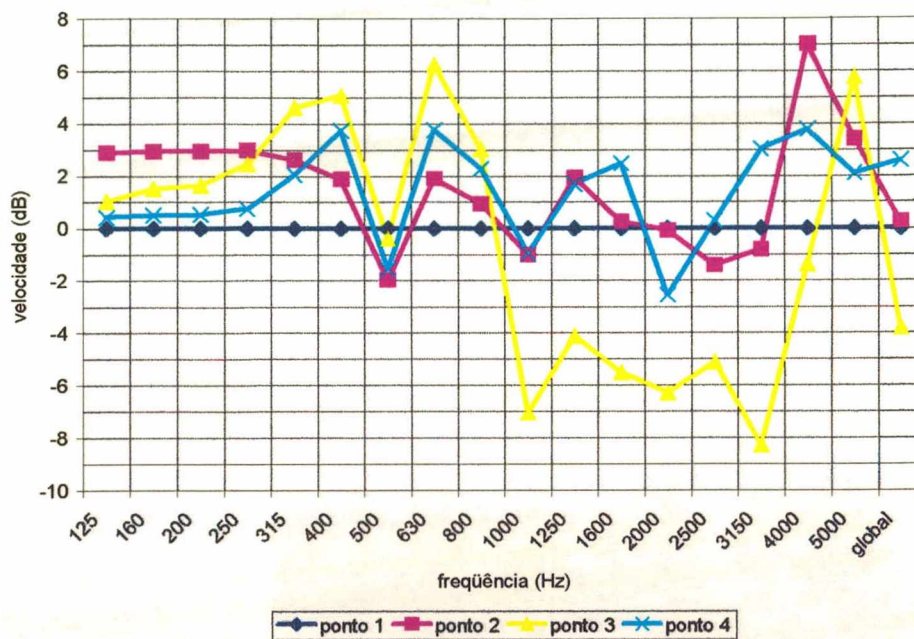


Figura 91 – Diferença entre os níveis de vibração da carcaça de acordo com o posicionamento do bocal do *muffler*, em banda de 1/3 de oitava.

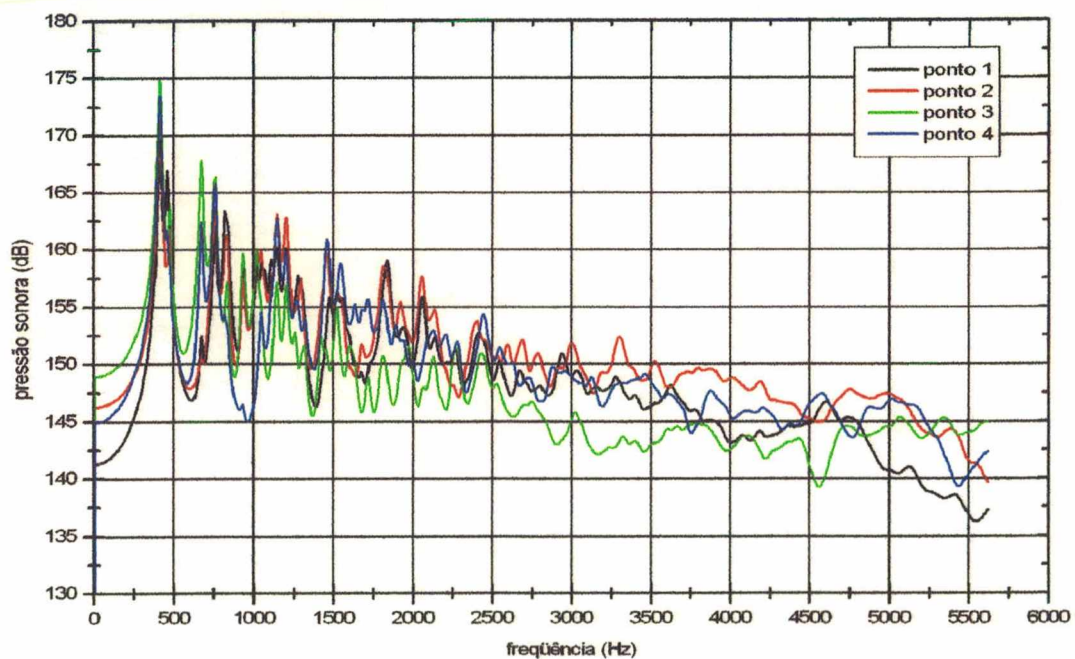


Figura 92 – Comparação entre as pressões sonoras na cavidade quando o bocal é localizado nos pontos 1 a 4, e potência unitária.

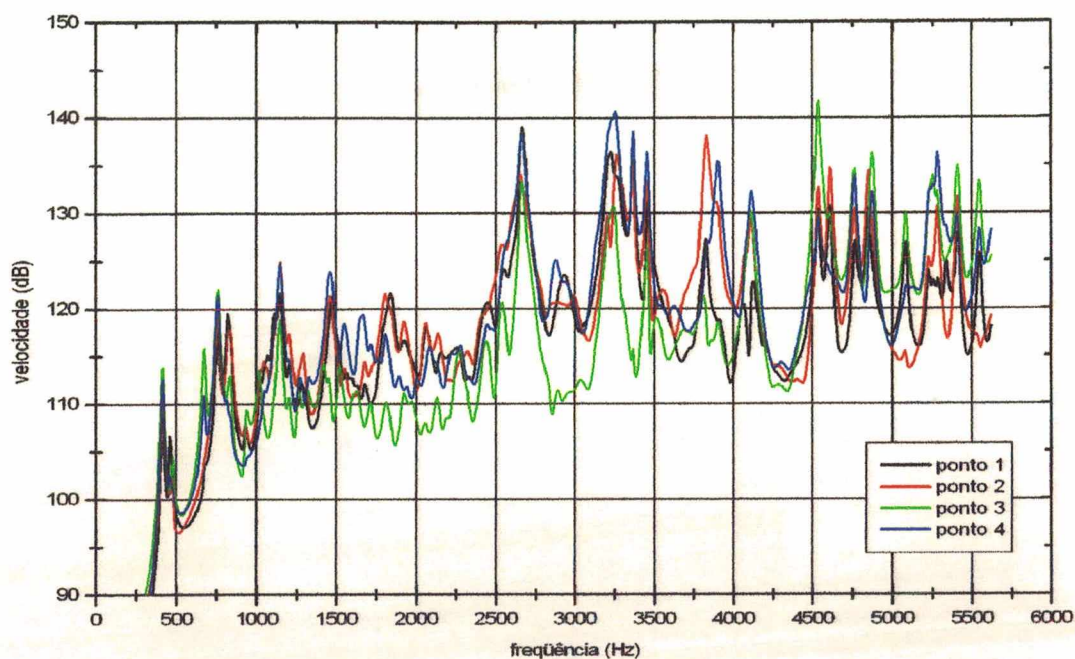


Figura 93 – Comparação entre as velocidades médias induzidas na carcaça quando o bocal do *muffler* é localizado nos pontos 1 a 4, e potência unitária.

Dentre as posições para o bocal do *muffler*, o ponto 1 é o que induz menores níveis de pressão sonora na cavidade nas frequências até 800Hz, sendo o ponto 3 o melhor posicionamento para as frequências superiores. Porém, como observado no Item 3.2, nas frequências mais elevadas a principal fonte de ruído é a irradiação da superfície do *kit*, portanto, o posicionamento do bocal do *muffler* já encontra-se em seu ponto ótimo.

4. Análise pelo Método de Análise Estatística Energética

4.1. Conceitos Básicos em Análise Estatística Energética

Um método alternativo ao Método de Elementos Finitos para a análise de comportamento dinâmico é o Método de Análise Estatística Energética (Statistical Energy Analysis, SEA) [33, 34]. SEA é uma metodologia de análise que considera o comportamento das respostas de um sistema em valores médios espaciais e em faixas de frequência.

A energia é a variável independente através da qual são obtidas as demais informações do sistema, e é considerada contida somente nas ressonâncias da faixa de frequência em estudo, estando uniformemente distribuída nos modos e no espaço ocupado pelo sistema, resultando em valores médios espaciais de vibrações e níveis de ruído. Por causa dessa consideração, SEA é uma técnica que apresenta resultados suficientemente precisos para sistemas com muitos modos de vibração, sendo utilizado para prever a resposta em altas frequências de estruturas aleatoriamente excitadas.

Sendo um sistema dividido em subsistemas de acordo com suas características físicas e geométricas e, cada um destes, contendo uma energia modal média, então é o número de subsistemas que define o número de graus de liberdade no modelo de SEA e o número de equações a serem resolvidas.

O número de graus de liberdade nos modelos de SEA é muito inferior do que em FEM, reduzindo consideravelmente o custo computacional para sistemas com alta densidade modal, como no caso de cavidades acústicas.

As bases conceituais empregadas em SEA são:

- Toda a energia contida em um subsistema numa faixa de frequência é contida somente nas ressonâncias e distribuída igualmente entre os modos;
- Toda a energia incidente em um subsistema ou é dissipada no mesmo, devido a seu amortecimento, ou é transmitida para os subsistemas adjacentes pelas junções da estruturas ou interfaces, entre estruturas e cavidades acústicas;

- A energia trocada entre os subsistemas é proporcional ao número de modos contidos em cada um deles;
- Não existe acoplamento, isto é, troca de energia, entre modos situados em faixas de frequência distintas;
- Dentro de uma faixa de frequência, todos os modos existentes em um subsistema possuem mesmo amortecimento.

4.2. Parâmetros de Análise Estatística Energética

Como mencionado anteriormente, a energia total (de todos os modos) contida em um subsistema, por faixa de frequência, é a variável a ser determinada. No entanto, para este cálculo é necessário o conhecimento dos parâmetros básicos utilizados em SEA, os quais são o fator de perda por amortecimento, o fator de perda por acoplamento, a densidade modal, a eficiência de irradiação e a potência externa transferida a cada subsistema.

4.2.1. Energia Vibratória

A energia vibratória, E , contida em um subsistema em uma determinada faixa de frequência, para um componente estrutural, é igual ao produto da sua massa, M , pela velocidade quadrática média espacial e temporal, $\langle \overline{v^2} \rangle$, de sua superfície conforme a Equação (4.01).

$$E = M \langle \overline{v^2} \rangle \quad (4.01)$$

Para cavidades acústicas, a energia vibratória pode ser obtida através da Equação (4.02).

$$E = \frac{V_{ol} \langle \overline{P^2} \rangle}{\rho c^2} \quad (4.02)$$

sendo $\overline{P^2}$ a pressão quadrática média espacial e temporal;

V_{ol} , o volume da cavidade;

ρ , a densidade do gás da cavidade, e;

c , a velocidade de propagação do som no gás.

4.2.2. Fator de perda por amortecimento

A parte da energia incidente em um subsistema que não é transmitida para outro é dissipada devido ao amortecimento estrutural. O fator de perda por amortecimento (η) é definido como a razão entre a energia dissipada por radiano de oscilação, E_d , e a máxima energia vibratória, conforme a Equação (4.03).

$$\eta = \frac{E_d}{2\pi M \langle v^2 \rangle} = \frac{W_d}{2\pi f M \langle v^2 \rangle} = \frac{W_d}{\omega M \langle v^2 \rangle} \quad (4.03)$$

em que W_d é a potência dissipada.

Para cavidades acústicas:

$$\eta = \frac{\rho c^2 E_d}{2\pi V_{ol} \langle P^2 \rangle} = \frac{\rho c^2 W_d}{2\pi f V_{ol} \langle P^2 \rangle} = \frac{\rho c^2 W_d}{\omega V_{ol} \langle P^2 \rangle} \quad (4.04)$$

No entanto, este é um parâmetro de difícil predição, pois varia com o tipo de material e a geometria do subsistema, de forma que a sua determinação experimental é o procedimento mais recomendado.

Os métodos usualmente adotados para a determinação experimental do fator de perda por amortecimento são o método do decaimento, o método da potência de entrada e o método da banda de meia potência.

4.2.3. Fator de perda por acoplamento

De forma análoga ao fator de perda por amortecimento (η), o fator de perda por acoplamento (η_{ij}) é definido como uma razão de energias. O primeiro designa a fração da energia contida em um subsistema que é dissipada pelo amortecimento, conforme indica a Equação (4.05):

$$W_d = \omega \eta E \quad (4.05)$$

O segundo relaciona a energia do subsistema com a energia que este transfere para um outro adjacente. Assim, a potência transmitida do subsistema i para o subsistema j pode ser expressa por:

$$W_{ij} = \omega \eta_{ij} E_i \quad (4.06)$$

4.2.4. Densidade modal

Sabendo-se que a energia sempre se desloca do sistema de maior energia modal para o de menor, e que as energias concentram-se nos modos, de acordo com os princípios de SEA, então este é um parâmetro que está diretamente ligado à capacidade do sistema de receber ou transferir energia. Por definição, a densidade modal de um subsistema, $n(f)$, é definida como a razão entre o número de modos em uma banda de frequência e a sua respectiva largura.

$$n(f_c) = \frac{N_{\Delta f}}{\Delta f} \quad (4.07)$$

sendo f_c , a frequência central da banda de interesse;

$N_{\Delta f}$, o número de modos presente na banda;

$\Delta f = f_2 - f_1$, em que f_1 e f_2 são as frequências de corte inferior e superior da banda de interesse, respectivamente.

A princípio, a densidade modal é um parâmetro de razoavelmente fácil determinação, tanto numérica quanto experimentalmente, necessitando apenas que o sistema seja excitado com tom puro de frequência variável, ou ruído branco, com posterior contagem dos modos existentes na banda de interesse. No entanto, a alta densidade modal e os altos amortecimentos provocam superposição de picos na resposta, de tal forma que se dá preferência aos modelos matemáticos, mesmo que simplificados, para a sua determinação.

Para uma cavidade acústica retangular de paredes rígidas, a densidade modal é determinada por [35]:

$$n(f) = \frac{4\pi V_{oi} f^2}{c^3} + \frac{\pi S f}{2c^2} + \frac{L}{8c} \quad (4.08)$$

onde S é a superfície externa total da cavidade, e;

L é a extensão total das arestas do volume considerado.

Para componentes estruturais simples como barras, vigas e placas planas dispõem-se também de expressões matemáticas para a sua determinação. Porém, em aplicações práticas, os componentes apresentam geometria complexas, como enrijecedores, materiais compostos, etc, de tal forma que, nesses casos, a determinação experimental ou por Elementos Finitos são recomendados. Clarkson [36] desenvolveu uma expressão que relaciona a densidade modal com a massa, M , do componente e a média espacial da mobilidade, $\langle Y(f) \rangle$, conforme:

$$n(f) = 4M \operatorname{Re}\{ \langle Y(f) \rangle \} \quad (4.09)$$

$\operatorname{Re}\{ \}$ limita a mobilidade apenas à sua componente real.

A mobilidade empregada na Equação (4.09) é uma média espacial das respostas em frequência pontuais, obtidas por:

$$Y(f) = \frac{v(f)}{F(f)} \quad (4.10)$$

em que $v(f)$ é a velocidade normal à superfície, induzida pela força $F(f)$, medida no mesmo ponto de sua aplicação.

4.2.5. Eficiência de irradiação

Assim como os fatores de perda por amortecimento e por acoplamento, a eficiência de irradiação, σ_{rad} , é uma razão entre energias.

$$\sigma_{rad} = \frac{W_{rad}}{\rho c S \langle v^2 \rangle} \quad (4.11)$$

sendo W_{rad} a potência acústica irradiada;

S a área do componente estrutural, e;

$\langle v^2 \rangle$ a velocidade quadrática média espacial e temporal da superfície.

A eficiência de irradiação é a razão entre a potência sonora irradiada pelo componente estrutural e a potência sonora irradiada por um pistão rígido de mesma área, S , em uma parede rígida infinita e tendo mesma velocidade, $\langle v^2 \rangle$.

4.3. Fluxo de Energia Vibratória no Compressor

No presente trabalho, em que o estudo refere-se ao fluxo de energia que chega à carcaça através do gás contido em seu interior, o sistema pode ser considerado subdividido em apenas duas partes, a cavidade e a carcaça, de tal forma que, o modelo de SEA pode ser representado pela Fig.94.

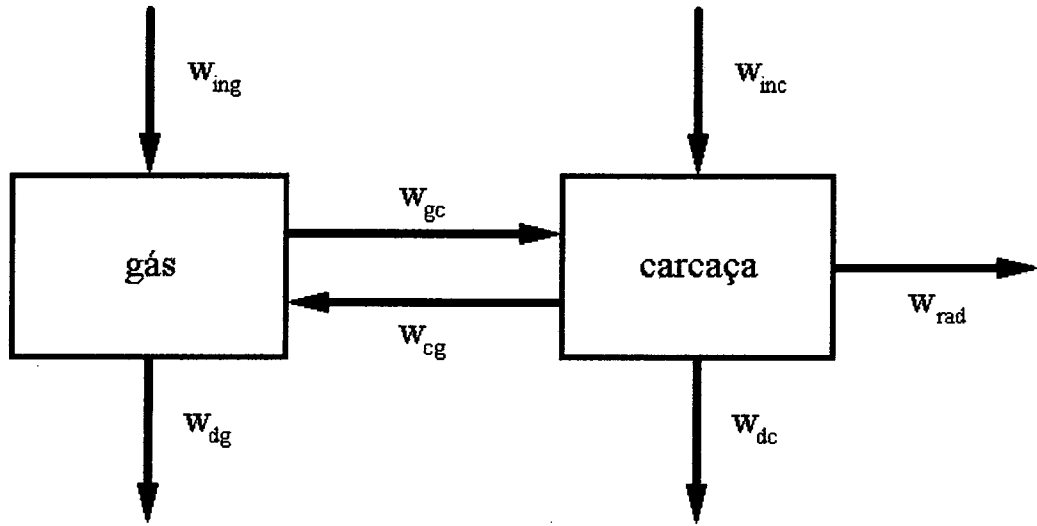


Figura 94 – Balanço de energia para o sistema formado por carcaça e cavidade.

As equações de balanço de energia ficam:

$$W_{ing} = W_{dg} + W_{gc} - W_{cg} \quad (4.12)$$

$$W_{inc} = W_{dc} + W_{cg} + W_{rad} - W_{gc} \quad (4.13)$$

As potências são relacionadas às energias dos subsistemas através dos fatores de perda por amortecimento e por acoplamento, conforme:

$$W_{dg} = \eta_g \omega E_g \quad (4.14)$$

$$W_{dc} = \eta_c \omega E_c \quad (4.15)$$

$$W_{cg} = \eta_{cg} \omega E_c \quad (4.16)$$

$$W_{gc} = \eta_{gc} \omega E_g \quad (4.17)$$

onde η_g é o fator de perda por amortecimento do gás;
 η_c , o fator de perda por amortecimento da carcaça;
 η_{cg} , o fator de perda por acoplamento da carcaça para a cavidade;
 η_{gc} , o fator de perda por acoplamento da carcaça para o gás;
 ω , a frequência central da banda de interesse, em radianos por segundo;
 E_g , a energia total do gás, e;
 E_c , a energia total da carcaça.

Considerando que toda a energia externa incidente no sistema, incide somente na cavidade (W_{inc} é nulo) e que W_{rad} é muito menor que todas as demais potências existentes no modelo, então esta pode ser considerada nula, logo, as Equações (4.12) e (4.13) podem ser reescritas, respectivamente, nas formas:

$$W_{in} = \omega [(\eta_g + \eta_{gc})E_g - \eta_{cg}E_c] \quad (4.18)$$

$$0 = \omega [(\eta_c + \eta_{cg})E_c - \eta_{gc}E_g] \quad (4.19)$$

Ou em forma matricial:

$$\begin{bmatrix} \eta_g + \eta_{gc} & -\eta_{cg} \\ -\eta_{gc} & \eta_c + \eta_{cg} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_g \\ E_c \end{bmatrix} = \frac{1}{\omega} \begin{bmatrix} W_{in} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.20)$$

Da Equação (4.19) obtém-se a seguinte razão de energias:

$$\frac{E_c}{E_g} = \frac{\eta_{gc}}{\eta_c + \eta_{cg}} \quad (4.21)$$

Se $\eta_{ij} \gg \eta_i$ e η_j , o determinante da matriz (Eq.4.20) se aproxima de zero o que significa que os dois subsistemas tendem a ter a mesma energia modal, não sendo possível a aplicação de SEA, pois não há fluxo líquido de energia entre os subsistemas.

As condições que mais favorecem a transferência de energia entre os subsistemas são a alta densidade modal e o pequeno amortecimento no sistema que recebe a energia, assim como, um forte acoplamento entre eles.

4.4. Determinação dos Fatores de Acoplamento

Um dos princípios de SEA estabelece que a troca de energia entre dois subsistemas é proporcional ao número de modos contidos em cada um deles, de forma que, usando as densidades modais, tem-se a relação:

$$n_g \eta_{gc} = n_c \eta_{cg} \quad (4.22)$$

Substituindo (4.22) em (4.21):

$$\frac{E_c}{E_g} = \frac{n_c \eta_{gc}}{n_c \eta_c + n_g \eta_{gc}} \quad (4.23)$$

Logo, o fator de acoplamento do gás para a carcaça, η_{gc} , é:

$$\eta_{gc} = \frac{n_c \eta_c E_c}{n_c E_g - n_g E_c} \quad (4.24)$$

e da carcaça para o gás, η_{cg} , é:

$$\eta_{cg} = \frac{n_g \eta_c E_c}{n_c E_g - n_g E_c} \quad (4.25)$$

Assim, para a determinação dos fatores de acoplamento torna-se necessário ter o conhecimento prévio dos fatores de perda por amortecimento, densidades modais e energias contidas na carcaça e na cavidade. Para isso, a análise da pulsação do gás no bocal do *muffler* de

sucção, realizada pelo métodos de elementos finitos, foi utilizada como base para o cálculo dos parâmetros necessários nas análises em SEA. A potência medida experimentalmente e utilizada no Item 3.2, foi passada para banda de frequência, banda de terço de oitava, assim como a pressão sonora média da cavidade e a velocidade média da carcaça.

Sabendo que a massa da carcaça é 3,1kg, o volume da cavidade é 2,65 litros, a densidade do gás, 4,36kg/m³ e a velocidade da onda no gás, 170m/s, pode-se calcular as energias da carcaça e da cavidade, por banda de terço de oitava, através das Equações (4.01) e (4.02), respectivamente.

Os valores de potência incidente, pressão sonora média, velocidade média, e energias da carcaça e cavidade, em banda de terço de oitava, estão mostrados na Tabela 3.

Tabela 3 – Potência de entrada (irradiada pelo *muffler*), pressão sonora, velocidade média e energias totais da carcaça e cavidade.

Banda de frequência (Hz)	Potência sonora (<i>muffler</i>), W_{in} (W)	Cavidade		Carcaça	
		Pressão sonora, $\langle \bar{P} \rangle$ (Pa)	Energia, E_g (J)	Velocidade, $\langle \bar{v} \rangle$ (m/s)	Energia, E_c (J)
400	1,31E-03	94,93	1,89E-04	4,23E-06	5,56E-11
500	6,36E-05	18,99	7,58E-06	1,09E-06	3,69E-12
630	1,86E-05	2,43	1,24E-07	5,24E-07	8,50E-13
800	2,31E-05	10,65	2,38E-06	3,23E-06	3,23E-11
1000	1,38E-04	21,75	9,93E-06	1,03E-05	3,31E-10
1250	1,43E-04	25,70	1,39E-05	1,15E-05	4,09E-10
1600	1,65E-05	7,95	1,33E-06	6,30E-06	1,23E-10
2000	5,66E-05	15,18	4,84E-06	1,08E-05	3,61E-10
2500	7,25E-05	12,67	3,37E-06	5,33E-05	8,82E-09
3150	1,05E-03	63,86	8,56E-05	4,05E-04	5,09E-07
4000	2,96E-05	10,13	2,15E-06	3,23E-05	3,23E-09
5000	2,99E-04	19,41	7,91E-06	1,52E-04	7,20E-08

A densidade modal da cavidade foi determinada através da Equação (4.08), desenvolvida para uma cavidade retangular. Devido à complexidade geométrica do *kit* e da carcaça restringiu-se o uso desta apenas aos dois primeiros termos, ou seja:

$$n(f) = \frac{4\pi V_{ol} f^2}{c^3} + \frac{\pi S f}{2c^2} \quad (4.26)$$

A superfície total que delimita a cavidade, S , é $0,263\text{m}^2$.

Para a densidade modal da carcaça utilizou-se a Equação (4.09). Para isto, tornou-se necessária a obtenção de sua mobilidade pontual média e, novamente, o modelo de FEM serviu de base. No modelo da carcaça com óleo e sem a cavidade, aplicou-se uma força de intensidade unitária, com componente apenas real (parte imaginária nula) perpendicularmente à superfície, e calculou-se a velocidade normal no mesmo ponto de aplicação da força. Esse processo foi repetido para os 35 pontos que foram utilizados para a determinação da velocidade média da resposta da carcaça em todas as análises realizadas no Capítulo 3. Assim, fez-se a média quadrática espacial da parte real da velocidade para cada uma das bandas de interesse. Considerando que a força de excitação utilizada era unitária, então o valor encontrado é a parte real da mobilidade pontual média espacial da carcaça.

Valores da densidade modal foram calculados através da Equação (4.09) e mostrados na Tabela 4. Os valores referentes às bandas inferiores a 2500Hz estão mostrados entre parênteses, indicando que esta metodologia (SEA) não pode ser aplicada, já que a carcaça não possui ressonâncias nesta região do espectro. Os valores possuem várias ordens de grandeza inferiores àquelas das bandas de 3,15kHz a 5kHz, pelo fato de a carcaça comportar-se como um corpo rígido. Isto é, expressam rigidez localizada nos pontos nos quais as mobilidades foram calculadas. A densidade modal calculada na banda de 2500Hz é ligeiramente menor que às das bandas superiores, talvez pelo fato de possuir apenas uma ressonância nesta banda. Nas bandas superiores, os valores obtidos para a densidade modal são bastante consistentes, indicando que a carcaça possui um número suficiente de modos nestas bandas. Conclui-se, desta tabela, que as análises da resposta da carcaça são válidas somente para as bandas superiores a de 2,5kHz.

Os amortecimentos empregados no modelos de SEA são baseados nos do modelo de FEM. Para isso, fez-se a média ponderada dos amortecimentos do modelo de FEM dentro da banda de

interesse. A Tabela 4 indica os amortecimentos e densidades modais da carcaça e da cavidade em cada uma das bandas.

Com os fatores de perda por amortecimento, densidades modal e energias totais por banda de terço de oitava da cavidade e da carcaça devidamente conhecidos, os fatores de acoplamento foram determinados de acordo com as Equações (4.24) e (4.25), e seus valores apresentados na Tabela 5.

O modelo de FEM demonstra que a primeira ressonância da cavidade ocorre em 412,7Hz, pertencente à banda de 400Hz. Assim, em bandas de frequências menores não existem modos acústicos não podendo ser aplicada esta metodologia. Muito embora a carcaça também apresente limitação semelhante, pois seu primeiro modo ocorre em 2687,9Hz, banda de 2,5kHz, banda inferiores a esta foram observadas devido ao grande número de ressonâncias que a cavidade possui.

Tabela 4 – Densidades modais e fatores de perda por amortecimento da carcaça e cavidade.

Banda de frequência (Hz)	Cavidade		Carcaça	
	Densidade modal, n_g	Fator de perda, η_g	Densidade modal, n_c	Fator de perda, η_c
400	6,80E-03	6,19E-03	(4,07E-07)	3,00E-03
500	8,84E-03	4,99E-03	(5,82E-07)	3,00E-03
630	1,17E-02	4,17E-03	(8,46E-07)	3,00E-03
800	1,58E-02	3,25E-03	(1,28E-06)	3,00E-03
1000	2,11E-02	2,24E-03	(1,98E-06)	3,00E-03
1250	2,85E-02	1,90E-03	(3,31E-06)	3,00E-03
1600	4,02E-02	1,61E-03	(6,38E-06)	3,00E-03
2000	5,57E-02	1,30E-03	(2,43E-05)	3,00E-03
2500	7,81E-02	1,13E-03	1,73E-03	8,00E-03
3150	1,12E-01	9,50E-04	3,57E-03	2,82E-02
4000	1,66E-01	7,50E-04	3,61E-03	2,98E-02
5000	2,41E-01	6,40E-04	3,81E-03	2,00E-02

Tabela 5 – Fatores de perda por acoplamento entre carcaça e cavidade.

Banda de frequência (Hz)	Fator de acoplamento cavidade/carcaça, η_{gc}	Fator de acoplamento carcaça/cavidade, η_{cg}
400	(8,86E-10)	(1,48E-05)
500	(1,47E-09)	(2,23E-05)
630	(2,28E-08)	(3,16E-04)
800	(4,89E-08)	(6,05E-04)
1000	(1,55E-07)	(1,64E-03)
1250	(1,19E-07)	(1,02E-03)
1600	(6,70E-07)	(4,22E-03)
2000	(2,70E-07)	(6,19E-04)
2500	2,37E-05	1,07E-03
3150	2,06E-04	6,48E-03
4000	4,80E-05	2,20E-03
5000	4,28E-04	2,71E-02

4.5. Análises Realizadas

Com os fatores de perda por amortecimento, fatores de acoplamento e densidades modais conhecidos, pode-se determinar as energias dos subsistemas.

Considerando as mesmas condições utilizadas na determinação dos fatores de acoplamento, as Equações (4.18) e (4.19) continuam válidas. Substituindo a expressão (4.21) na Equação (4.18), obtém-se:

$$W_{in} = \omega \left[\frac{(\eta_g + \eta_{gc})(\eta_{cg} + \eta_c)E_c}{\eta_{gc}} - \eta_{cg}E_c \right] \quad (4.27)$$

De forma que a energia da carcaça é:

$$E_c = \frac{\eta_{gc} W_{in}}{\omega(\eta_g \eta_{cg} + \eta_g \eta_c + \eta_{gc} \eta_c)} \quad (4.28)$$

Logo, obtém-se a velocidade média da carcaça através das Equações (4.28) e (4.01):

$$\langle \overline{v^2} \rangle = \frac{\eta_{gc} W_{in}}{\omega M(\eta_g \eta_{cg} + \eta_g \eta_c + \eta_{gc} \eta_c)} \quad (4.29)$$

A expressão que define a energia da cavidade é obtida pela substituição da Equação (4.28) na Equação (4.20).

$$E_g = \frac{(\eta_{cg} + \eta_c) W_{in}}{\omega(\eta_g \eta_{cg} + \eta_g \eta_c + \eta_{gc} \eta_c)} \quad (4.30)$$

Através da expressão acima e da Equação (4.02), a pressão sonora na cavidade é definida:

$$\langle \overline{P^2} \rangle = \frac{\rho c^2 (\eta_{cg} + \eta_c) W_{in}}{\omega V_{ol}(\eta_g \eta_{cg} + \eta_g \eta_c + \eta_{gc} \eta_c)} \quad (4.31)$$

Utilizando os dados de potência incidente apresentados na Tabela 3, fatores de perda por amortecimento, mostrados na Tabela 4, e fatores de acoplamento (Tabela 5), foram calculadas as pressões sonoras médias da cavidade e a velocidade média da carcaça, as quais são apresentadas nas Figuras 95 e 96, respectivamente, sendo confrontadas com as mesmas variáveis obtidas por FEM (Tabela 3).

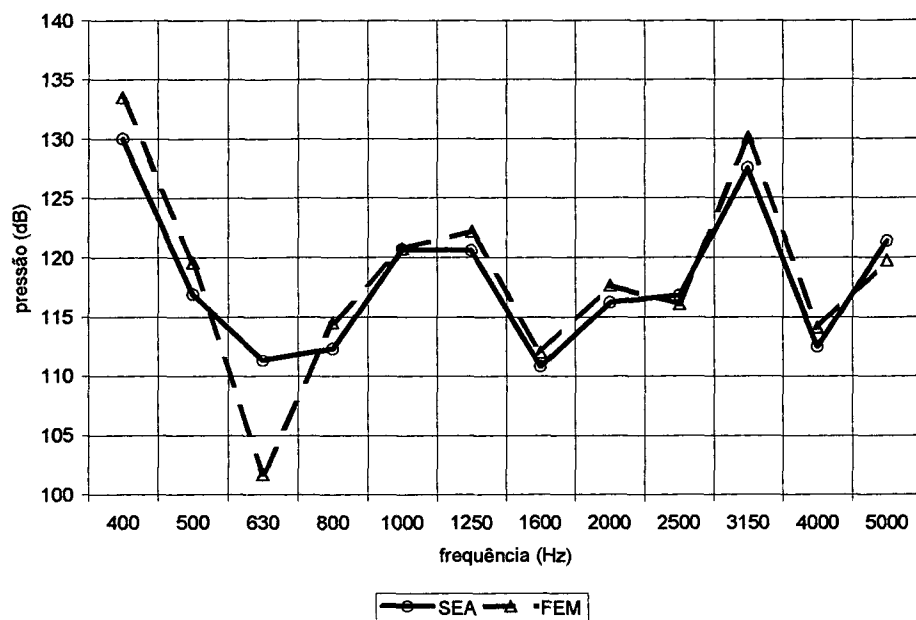


Figura 95 – Comparação das pressões sonoras da cavidade obtidas por SEA e FEM.

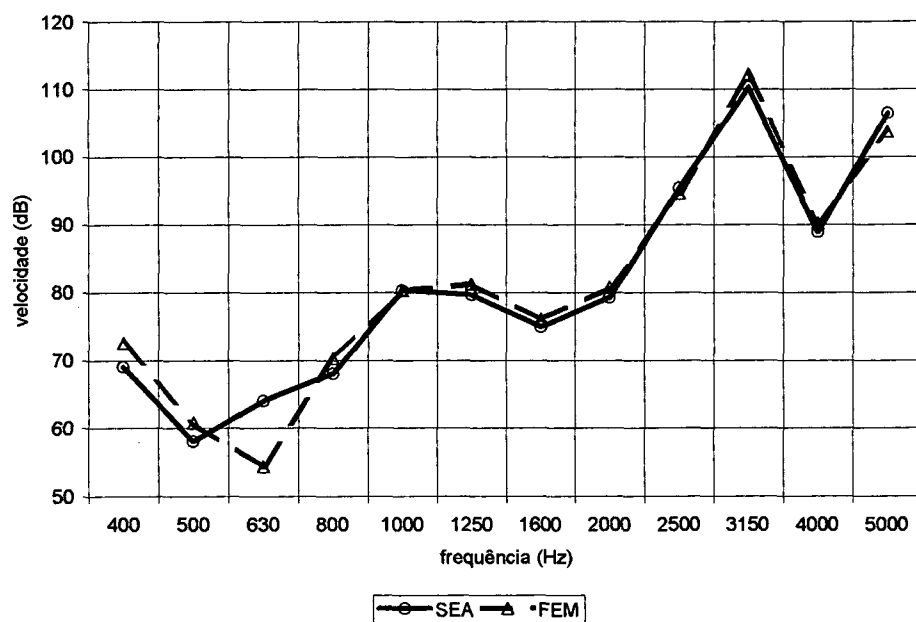


Figura 96 – Comparação das velocidades da carcaça obtidas por SEA e FEM.

Observa-se, nas figuras acima, que existem diferenças entre os resultados obtidos através dos dois métodos. Fato que ocorre porque, em SEA, os resultados são uma média espacial do comportamento do subsistema em estudo, assim como a fonte de excitação também possui sua localização aleatoriamente distribuída, excitando uniformemente todos os modos existentes. Já os resultados apresentados por FEM são uma média espacial do comportamento do subsistema submetido a uma fonte com posição definida, portanto a excitação não atinge todos os modos com mesma intensidade. Assim, os resultados obtidos nas análises realizadas para a observação do posicionamento do bocal do *muffler*, Item 3.6, também foram incluídos na confrontação das respostas obtidas pelos dois métodos, resultando nas Figuras 97 e 98 para a pressão sonora e velocidade da carcaça, respectivamente.

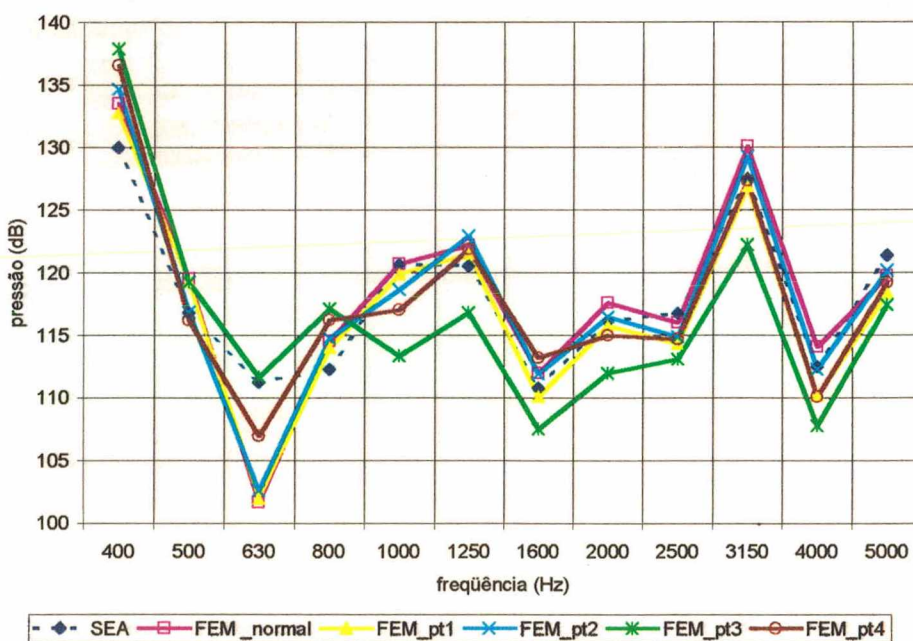


Figura 97 – Comparação das pressões sonoras na cavidade obtida por SEA e nos diversos posicionamentos do bocal do *muffler* no modelo de Elementos Finitos.

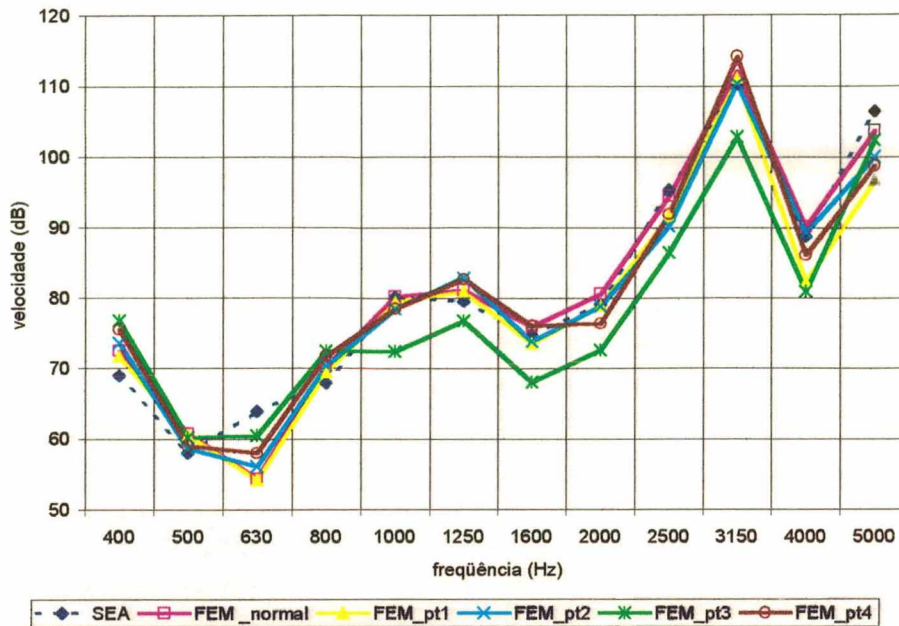


Figura 98 – Comparação das velocidades da carcaça obtida por SEA e nos diversos posicionamentos do bocal do *muffler* no modelo de Elementos Finitos.

Um segundo modelo de SEA foi feito para comprovar o caráter de condição de contorno rígido que a carcaça exerce sobre a cavidade nos modelos de FEM. Neste modelo, apenas a massa de gás foi considerada, não sendo, portanto, considerada troca de energia com outros sistemas, sendo toda a energia incidente dissipada pelo amortecimento do gás, ou seja:

$$W_{in} = W_{dg} = \omega \eta_g E_g \quad (4.32)$$

Substituindo a Equação (4.02) na Equação (4.32), chega-se a:

$$\langle \overline{P^2} \rangle = \frac{\rho c^2 W_{in}}{\omega \eta_g V_{ol}} \quad (4.33)$$

Usando os valores apresentados nas Tabelas 3 e 4 para a potência de entrada e o fator de perda por amortecimento, respectivamente, chegou-se à curva da Figura 99, a qual é comparada com a pressão sonora obtida pelo modelo da cavidade acoplada à carcaça, apresentado anteriormente.

Observa-se uma concordância excelente entre os resultados dos dois modelos de SEA, confirmando conclusões anteriores de que a resposta do campo sonora da cavidade pode ser analisado considerando a cavidade desacoplada da carcaça.

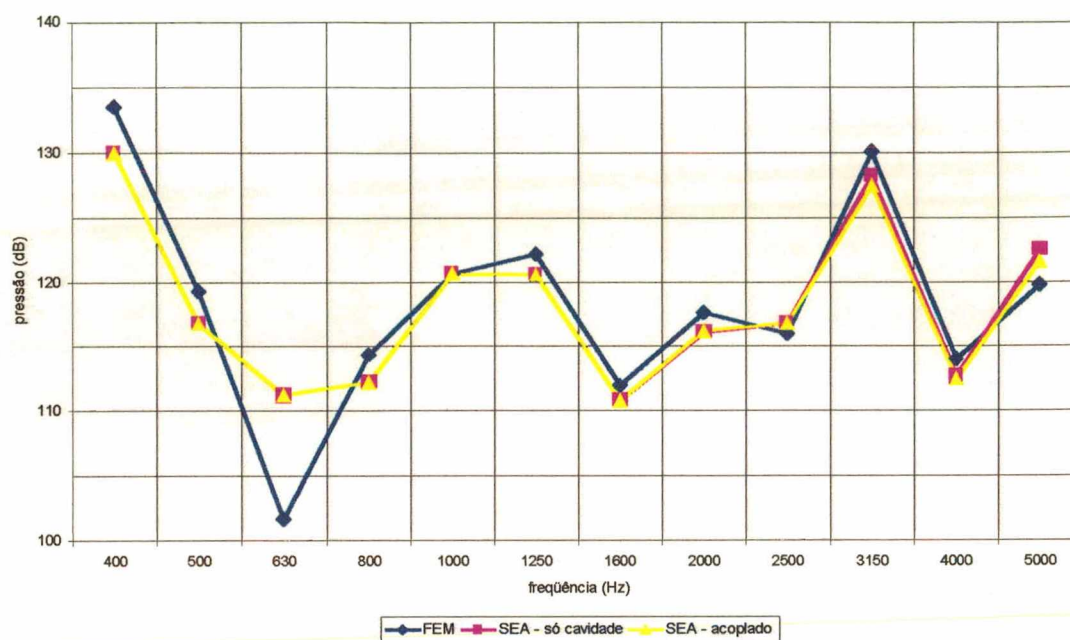


Figura 99 – Comparação das curvas de pressão sonora do modelo carcaça/cavidade e somente cavidade.

4.6. Fatores de Acoplamento Para Outros Gases

Assim como no capítulo anterior, o comportamento dinâmico do compressor foi analisado quando a cavidade é composta por outros tipos de gases refrigerantes. Aqui, também, empregou-se o princípio de que, com a mudança do gás, a potência da fonte excitadora e os fatores de perda por amortecimento do gás e da carcaça, assim como a densidade modal desta continuam sendo os mesmos utilizados nas análises para o gás r134a, somente havendo alterações na densidade de massa e velocidade do som no gás, conseqüentemente, na densidade modal da cavidade. Logo, os valores da potência incidente utilizados nesse item são os mesmos apresentados na Tabela 3. Na Tabela 4 encontram-se os fatores de perda por amortecimento para a cavidade e carcaça, assim como as

densidades modais para esta. As densidades de massa e velocidades de propagação do som nos diversos gases são demonstradas na Tabela 2.

Os procedimentos para o cálculo dos fatores de acoplamento para os diversos gases foram os mesmos utilizados para o gás r134a, os quais foram apresentados no Item 4.4. Inicialmente, foi calculada a densidade modal segundo a Equação (4.26). Em seguida, através das expressões (4.01) e (4.02), foram determinadas as energias contidas na carcaça e no gás, por banda de terço de oitava, usando os valores de pressão sonora e velocidade da carcaça calculados no Item 3.5, com a potência do *muffler* medida experimentalmente.

Com as energias, fatores de perda por amortecimento e densidades modais calculados para os dois subsistemas, quando a cavidade é composta pelos diversos gases, os fatores de acoplamento são obtidos através de (4.24) e (4.25). As Tabelas 6 e 7 mostram estes resultados. Por fim, novos valores de velocidade da carcaça e pressão sonora foram determinadas utilizando-se as expressões (4.29) e (4.31), respectivamente, e comparadas aos resultados calculados pelo método de elementos finitos, Figuras 100 a 103.

Tabela 6 – Densidade modal e fatores de acoplamento para a cavidade composta pelo gás r12.

Banda de frequência (Hz)	Densidade modal, n_g	Fator de acoplamento cavidade/carcaça, η_{gc}	Fator de acoplamento carcaça/cavidade, η_{cg}
400	7,46E-03	(9,47E-10)	(1,74E-05)
500	9,71E-03	(3,17E-09)	(5,29E-05)
630	1,29E-02	(3,70E-08)	(5,63E-04)
800	1,74E-02	(5,49E-08)	(7,49E-04)
1000	2,33E-02	(1,87E-07)	(2,19E-03)
1250	3,15E-02	(7,07E-08)	(6,73E-04)
1600	4,46E-02	(4,41E-07)	(3,08E-03)
2000	6,20E-02	(2,60E-07)	(6,63E-04)
2500	8,71E-02	5,10E-06	2,57E-04
3150	1,25E-01	2,44E-04	8,56E-03
4000	1,86E-01	1,04E-04	5,34E-03
5000	2,70E-01	2,58E-03	1,83E-01

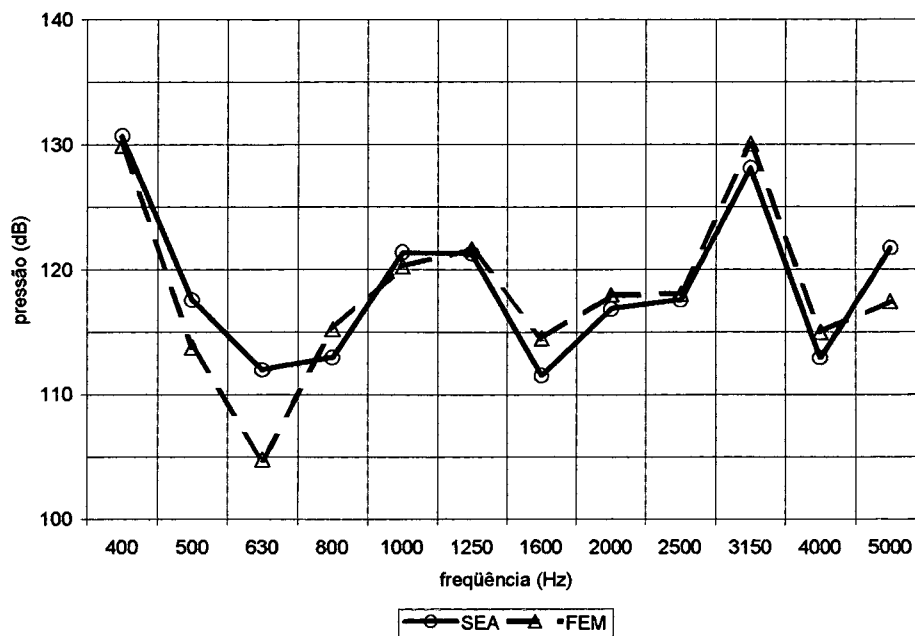


Figura 100 – Comparação das pressões sonoras na cavidade obtidas por SEA e FEM, para o r12.

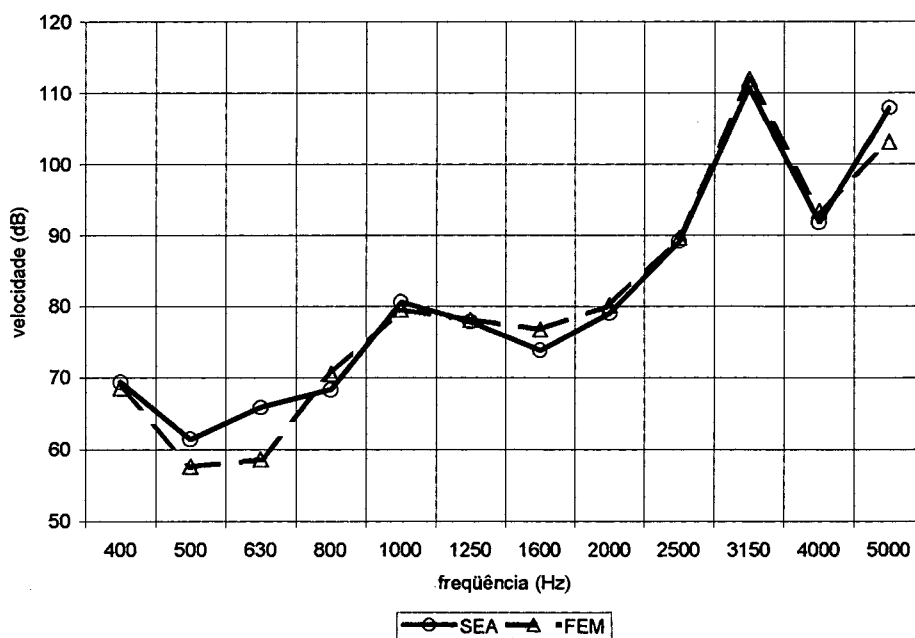


Figura 101 – Comparação das velocidades da carcaça obtidas por SEA e FEM, para o r12.

Tabela 7 – Densidade modal e fatores de acoplamento para a cavidade composta pelo gás r600a.

Banda de frequência (Hz)	Densidade modal, n_g	Fator de acoplamento cavidade/carcaça, η_{gc}	Fator de acoplamento carcaça/cavidade, η_{cg}
400	7.46E-03	(5,96E-10)	(5,21E-06)
500	9.71E-03	(7,40E-10)	(5,82E-06)
630	1.29E-02	(1,18E-09)	(8,36E-06)
800	1.74E-02	(7,42E-09)	(4,65E-05)
1000	2.33E-02	(5,75E-08)	(3,05E-04)
1250	3.15E-02	(5,03E-08)	(2,13E-04)
1600	4.46E-02	(7,26E-08)	(2,22E-04)
2000	6.20E-02	(5,76E-07)	(6,29E-04)
2500	8.71E-02	5,61E-06	1,19E-04
3150	1.25E-01	5,56E-04	8,04E-03
4000	1.86E-01	1,90E-05	3,93E-04
5000	2.70E-01	1,16E-04	3,27E-03

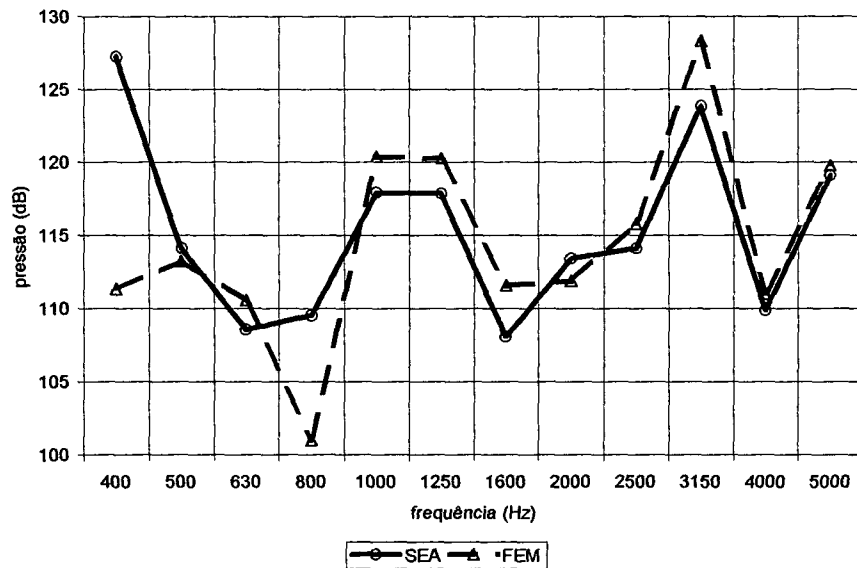


Figura 102 – Comparação das pressões sonoras da cavidade obtidas através de SEA e FEM, para o gás r600a.

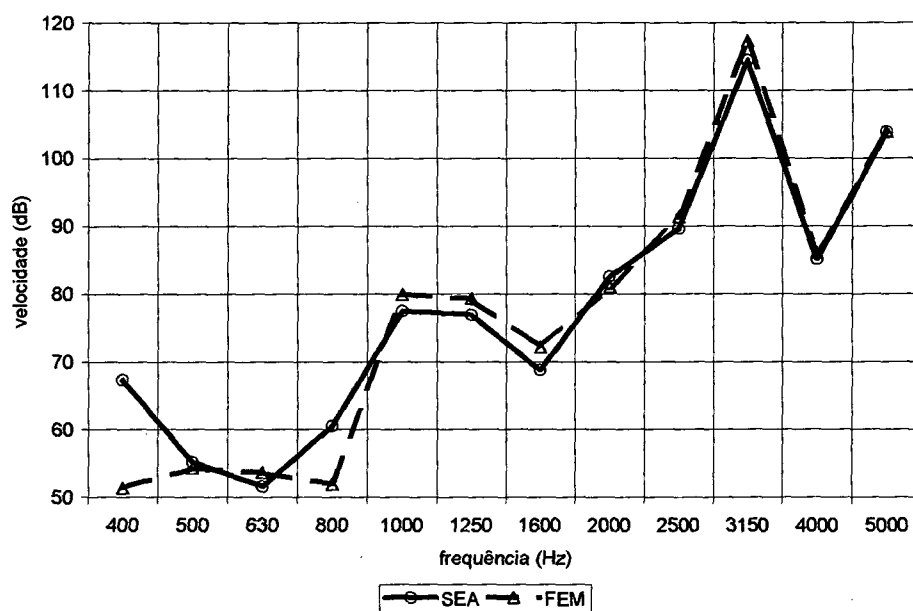


Figura 103 – Comparação das velocidades da carcaça obtidas através de SEA e FEM, para o gás r600a.

5. Conclusões

Inicialmente, ressalta-se que o modelo numérico analisado, tanto pelo método de elementos finitos, como para análise estatística energética, são específicos para o compressor hermético EGS80H, da Embraco S.A., com a utilização do gás refrigerante r134a, salvo os itens que abordam o emprego de outros gases, portanto, a validade das conclusões é restrita a este.

Salienta-se, também, que a energia vibratória gerada no interior do conjunto moto-compressor chega à carcaça através da suspensão, tubo de descarga, óleo de lubrificação e cavidade de gás refrigerante, sendo apenas este último caminho o observado neste trabalho, assim como as fontes de excitação foram limitadas à irradiação da superfície do *kit* e a pulsação na entrada do bocal do *muffler*.

Por fim, lembrando da introdução feita no segundo capítulo, o método de elementos finitos apresenta resultados aproximados, e no caso de análises dinâmicas, é recomendado que se utilize seis elementos por comprimento de onda na frequência mais elevada a ser analisada. Para o gás refrigerante r134a, isto implica em que os elementos tenham comprimento de 5mm para análises até a banda de 5kHz, o que inviabilizaria análises para um modelo com interação fluido-estrutura devido ao elevado custo computacional. No modelo aqui empregado, o comprimento dos elementos utilizados variam desde 1mm, em regiões mais detalhadas geometricamente, até 11mm, em regiões de geometria mais simples. Portanto, as frequências limite para as análises variam de 2576Hz até 28,3kHz, conforme a região analisada. Assim, estipula-se que os resultados apresentados até a banda de 5kHz sejam satisfatórios, de forma a se ter custos computacionais aceitáveis.

Entre as diversas partes do conjunto moto-compressor, o estator apresentou maior contribuição na irradiação da superfície do *kit*. Embora o bloco possua grande superfície em contato com o gás, a complexidade de sua geometria proporciona baixa perda de energia para a cavidade, tendo contribuição semelhante à da superfície do *muffler* de sucção. Ao contrário do que se esperava, a tampa do cilindro é o componente de menor participação na irradiação total do *kit*.

Entre as diversas fontes de excitação existentes no conjunto interno do compressor, as análises foram limitadas apenas à irradiação da superfície do *kit* e à pulsação do gás na entrada do

bocal do *muffler*. Esta, apresenta maior influência nas bandas de baixa frequência, até 500Hz. Acima disto, a irradiação passa a ter níveis de resposta mais elevados.

A alteração do amortecimento do gás para o dobro de seu valor normal proporcionou redução próxima a 3dB na pressão sonora nas bandas a partir de 400Hz, quando ocorre a primeira ressonância da cavidade. O mesmo acontece para a velocidade da carcaça quando o seu amortecimento é duplicado. Porém, neste caso, verifica-se a redução a partir da banda de 2,5kHz, onde está localizado o primeiro modo de vibração da carcaça com óleo e cavidade. Como o primeiro caso apresenta reduções em bandas inferiores, o incremento no amortecimento do gás apresenta menor nível de vibração global na carcaça e no ruído irradiado por esta, por dissipar maior quantidade de energia vibratória ainda no gás.

O atual posicionamento da entrada do bocal do *muffler* apresentou menores respostas dinâmicas da cavidade e carcaça até 800Hz, quando a parte inferior do *muffler*, ponto 3, passa a ser a posição que proporciona menores níveis de vibração. Porém, nas bandas mais elevadas a irradiação do *kit* é a principal fonte de ruído, de forma que a posição atual é a melhor opção.

A mudança do gás de refrigeração empregado altera o comportamento dinâmico tanto da cavidade, como da carcaça, devido às diferenças nas densidades de massa e velocidade de propagação do som. O gás mais denso armazena e transporta maior quantidade de energia, assim um aumento da densidade provoca um aumento nos níveis de pressão sonora por ter maior quantidade de massa em um mesmo volume.

A velocidade do som provoca um deslocamento nas ressonâncias da cavidade, podendo acoplar ou desacoplar modos desta com os da carcaça, ou ainda, deslocar ressonâncias de forma que o bocal do *muffler* fique num plano nodal em uma frequência em que sua intensidade de excitação seja elevada.

Dentre os gases analisados, o ar, por ser o gás com menor densidade de massa e maior velocidade do som, apresentou menores respostas dinâmicas até a banda de 2kHz, porém apresentando maiores respostas a partir da banda de 3,15kHz. Assim, o ar possui o menor nível de pressão sonora global e, ao mesmo tempo, o maior nível de vibração global da carcaça.

As análises com alteração na espessura da tampa e do corpo da carcaça demonstram que, para a cavidade, a carcaça pode ser considerada rígida, fato também constatado quando o amortecimento estrutural foi dobrado e nas análises por SEA. Portanto, o comportamento dinâmico

da cavidade pode ser analisado utilizando-se um modelo desacoplado (só cavidade) sem que hajam erros nos resultados finais.

Ao término deste trabalho, observa-se que futuras análises podem ser feitas utilizando-se modelos de cavidade desacoplados da carcaça e óleo, de forma que os custos computacionais sejam bem menores, podendo, assim, usar malhas mais refinadas, isto é, com maior número de elementos, logo com melhores resultados.

O emprego de outros *softwares* ou métodos de cálculos que permitam que a excitação devido à irradiação do *kit* seja introduzida diretamente na malha de gás, em vez de através de uma casca simulando uma superfície vibrando, também reduziria bastante os custos e as incertezas da excitação imposta.

Uma outra metodologia para a determinação da potência sonora irradiada pelo *muffler*, pulsação do gás, de forma que esta seja inteiramente definida experimentalmente, portanto com maior confiabilidade dos dados de entrada no modelo, é outra sugestão para futuros trabalhos.

Por fim, sugere-se a verificação do efeito de alterações na temperatura do gás e pressão de sucção.

6. Referências bibliográficas

- [01] Hamilton, J. F. – Measurement and Control of Compressor Noise – School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA, 1988.
- [02] Roys, B. & Soedel, W. – On the Acoustics of Small High-Speed Compressor: A Review and Discussion, Noise Control Engineering Journal, January – February, pp 25-34, 1989.
- [03] Mochizuki, T., Ishijima, K. & Asami, K. – Research on Electromagnetic Noise of Rotary Compressor for Household Refrigerator, Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp 315-321, 1988.
- [04] Dhar, M. & Soedel, W. – Influence of Valve Stop and/or Suction Muffler on Suction Valve Noise of an Air Compressor, Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, pp 36-44, 1978.
- [05] Pandeya, P. & Soedel, W. – Analysis of the Influence of Seat-Plating or Cushioning on Valve Impact Stresses in High Speed Compressors, Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, pp 169-176, 1978.
- [06] Soedel, W. – Simple Mathematical Modes of the Vibration and Force Transmission of Discharge or Suction Tubes as a Function of Discharge and Suction Pressures, Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, pp69-73, 1980.
- [07] Bastos, A. A. Fidalgo de – Isolamento de Vibrações em Alta Frequência em Sistemas com Múltiplos Graus de Liberdade, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, Fevereiro de 1984.
- [08] Barbosa, W. A. – Estudo do Fluxo de Energia Vibratória entre o Conjunto Moto-Compressor e a Carcaça de um Compressor Hermético por Análise Estatística Energética, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, Fevereiro de 1989.
- [09] Saito, F. & Okubon, N. – Noise Reduction of Hermetic Compressor by Improvement of Its Shell Shape, Proceeding of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference, pp 228-234, 1980.

- [10] Kawai, H., Sasano, H., Kita, I. & Okta, T. – The Compressor Noise – Shell and Steel Materials, Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp 307-314, 1988.
- [11] Soedel, W. – Simple Mathematical Models of the Mode Splitting of Hermetic Compressor Shells That Deviate from Axisymmetry, Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, pp 259-262, 1980.
- [12] Tojo, K., Saegusa, S., M. & Tagawa, S. – Noise Reduction of Refrigerator Compressors, Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference, pp 235-242, 1980.
- [13] Ingalls, D. J. – Understanding Noise Radiation from a Hermetic Compressor, Proceedings of Purdue Compressor Technology Conference, pp 69-73, 1972.
- [14] Sangoi, R. – Estudo de Identificação de Fontes de Ruído e Vibrações em um Compressor Hermético, Dissertação em Mestrado em Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, Outubro de 1983.
- [15] Pan, F. & Jones, J.D. – Gas Path Sound Transmission in Spherically-Shaped Reciprocating Compressors: Theory and Experiment, Journal of Vibration and Acoustics, vol. 121, pp 8-17, January, 1999.
- [16] Yoshimura, T., Asashi, H., Inagaki, K., Kita, I., Yabiki, J. & Fujiwara, N. – Noise Reduction of Hermetic Reciprocating Compressor, 1994 International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 253-258, West Lafayette, 1994.
- [17] Jin-Yong, M., Man-Sun, H., Jung-Era, K., Hei-Jong, K. & Sang-Kyoung, O. – A Study on the Analysis and Improvement of Acoustic Characteristics of the Muffler with Complex Geometry, MSC 1994 Word User's Conference Proceedings , p00694, 1994.
- [18] Cook, R. D., Malkus, D. S., Plesha, M. E. – Concepts and Applications of Finite Element Analysis, John Wiley & Sons, Inc., 1989.
- [19] Petyt, M. – Introduction to Finite Element Vibration Analysis, Cambridge University Press, Cambridge, 1990.
- [20] Caffey, F. P. & Lee, J. M. – MSC/Nastran Linear Static Analysis, User's Guide, 1994.
- [21] Blakely, K. – MSC/Nastran Basic Dynamic Analysis, User's Guide, 1993.

- [22] Herting, D. N. – MSC/Nastran Advanced Dynamic Analysis, User's Guide, 1997.
- [23] The MacNeal-Schwendler Corporation – Fluid-Structure Analysis using MSC/Nastran, 1996.
- [24] The MacNeal-Schwendler Corporation – MSC/Nastran Dynamic Analysis, Seminar Notes, 1998.
- [25] Komzsik, L. – MSC/Nastran Numerical Method User's Guide, version 70.5, 1998.
- [26] Kilroy, K. – MSC/Nastran Quick Reference Guide, version 70.5, 1998.
- [27] Miller, M. P. – Getting Started with MSC/Nastran, User's Guide, Second Edition, 1996.
- [28] Temkim, S. – Elements of Acoustics, John Wiley & Sons, Inc., USA, 1981.
- [29] Kinsler, L. E., Frey, A. R., Coppens, A. B., Sanders J. V. – Fundamentals of Acoustics, third edition, John Wiley & Sons, Inc., 1982.
- [30] Fonseca, A. – Vibrações, Ao Livro Técnico S.A., Rio de Janeiro, 1964.
- [31] Ewins, D. J. – Modal Testing: Theory and Practice, Research Studies Press Ltda., Letchworth, Hertfordshire, John Wiley & Sons, Inc., England, 1986.
- [32] Cremer, L., Heckl, M., Ungar, E.E. – Structured-Borne Sound, Second Edition, Springer-Verlag, Germany, 1988.
- [33] Lyon, R. H. & DeJong, R. G. – Theory and Application of Statistical Energy Analysis, Evaluating the Damping Loss Factor, Butterworth-Heinemann, USA, 1995.
- [34] Lenzi, A. – Análise Estatística Energética (SEA), Notas de Aula do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, LVA, UFSC, 1991.
- [35] Beranek, L. L. & Vér, I. L. – Noise and Vibration Control Engineering, Principles and Applications, John Wiley & Sons, Inc., USA, 1992.
- [36] Clarkson, B. L. & Pope, R. J. – Experimental Determination of Modal Densities and Loss Factors of Flat Plates and Cylinders, Journal of Sound and Vibration 77(4), pp. 535-543, 1981.